

Grado en Ingeniería Mecánica  
2016/2017

*Trabajo Fin de Grado*

**Optimización del Múltiplo Solar en  
Centrales de ciclos de Vapor  
Híbridadas con Colectores  
Cilindro-parabólicos**

---

Sergio Bao Morales

Tutor/es  
Sergio Sánchez Delgado

Leganés, a 22 de septiembre de 2017

# Agradecimientos

A mi familia, por apoyarme, soportarme y creer en mí en todo momento.

A mis amigos, por hacer que mis ratos de desconexión sean siempre entretenidos.

A Aralar, por cambiar mi visión de la vida.



# Resumen

El presente trabajo presenta una optimización económica del múltiplo solar para una planta de colectores cilindro-parabólicos que alimentan caloríficamente a un ciclo de vapor sin utilizar ningún tipo de combustible fósil, cuya idea se basa en el artículo científico de M. Montes y J. Martinez-Val [1]. Para esta optimización se tendrá en cuenta que la carga a la que trabaja el ciclo de potencia será la nominal y que los campos solares que se analizarán serán de distinto tamaño, pero con los mismos parámetros de actuación.

Para ello, se ha elaborado un código en el software matemático MATLAB en el que se simula los distintos tamaños de plantas solares y la energía térmica que es capaz de aportar al ciclo de Rankine cada uno de ellos. Con el fin de simular dicho ciclo de Rankine, y poder parametrizar los distintos estados termodinámicos, se ha empleado el programa informático de dinámica de líquidos y gases ThermoFlex.

De esta manera, una vez sean determinados los distintos tamaños de la central, y por lo tanto sus respectivos múltiplos solares, se calculará el coste de energía por kilovatio-hora eléctrico para cada planta a lo largo de un año (LCOE anual), y con ellos, se obtendrá el diseño económicamente más óptimo.

Por tanto, en el primer capítulo se encuentra la motivación que ha llevado a realizar este estudio, junto con los objetivos que este trabajo plantea alcanzar. Se prosigue con el estado del arte, el cuál posee una breve introducción que trata la importancia de este tipo de proyectos y da paso al desarrollo histórico y los tipos de energía solar que existen, a los que se añade las ventajas e inconvenientes de este tipo de energía y el impacto ambiental que producen los colectores cilindro-parabólicos.

En los siguientes capítulos se encuentran descritas las características fundamentales del ciclo de potencia, y las condiciones de contorno y configuración de la planta termosolar. Además, en este capítulo se efectuará el análisis termodinámico del colector cilindro-parabólico.

A continuación, se definirán tanto el múltiplo solar como el LCOE, vitales para desarrollar la optimización junto con los costes que conlleva una central que opera con este tipo de tecnología termosolar.

Finalmente se expondrán todos los resultados obtenidos en dicho estudio, incluyendo a su vez en los anexos el código de MATLAB y el análisis termodinámico del ciclo de potencia realizado por ThermoFlex.

# Abstract

This thesis presents an economic optimization of the solar multiple for a parabolic trough CSP, which is used to drive a vapour cycle with null fossil fuel consumption, this is based on M. Montes and J. Martinez-Val's scientific report [1]. In order to do the optimization, it is considered that the working load of the power cycle is at its nominal value, and that even though the solar fields analysed will have different sizes they will have the same performance parameters.

With this aim, a code has been developed through the mathematical software MATLAB, in which the different sizes of the CSP and the respective thermal output they can feed the Rankine cycle with are simulated. In order to simulate the aforementioned power cycle and defining the parameters of each of the thermodynamic states, ThermoFlex, a software to model the dynamics of liquids and gases, has been used.

In this way, once the different sizes of the plants and their respective solar multiples have been determined, the levelized cost of energy per electric kilowatt-hour is calculated for each plant for a one year period, and with these values the economically optimal design is obtained.

Therefore, the first chapter presents the motivation to carry out this study, along with the objectives it aims to achieve. It is followed by the state of art, which includes a brief introduction on the importance of this type of projects and then moves onto the historical development and types of solar energy, as well as the advantages and disadvantages of this kind of energy. Last of all the environmental impact of parabolic trough plants is outlined.

The consecutive chapters describe the fundamental characteristics of the power cycle, the boundary conditions and the thermosolar plant configuration. Moreover, in the aforementioned section a thermodynamic analysis of the parabolic trough collector is carried out.

Next, both the solar multiple and the LCOE are defined. These parameters are vital to accomplish the optimization of the plant along with the costs associated to a plant that runs on this type of thermosolar technology.

Finally, the results obtained from this study will be presented, including also the MATLAB script and the power cycle thermodynamic analysis carried out on ThermoFlex in the annexes.

# Índice

<b>1 Motivación y objetivos</b>	<b>8</b>
1.1 Objetivos . . . . .	8
<b>2 Estado del arte</b>	<b>9</b>
2.1 Introducción . . . . .	9
2.2 Historia y desarrollo de la energía solar . . . . .	10
2.3 Principales tipos de energía solar . . . . .	14
2.3.1 Energía solar fotovoltaica . . . . .	14
2.3.2 Energía solar térmica de baja temperatura . . . . .	15
2.3.3 Energía solar térmica de alta temperatura o de concentración	16
2.4 Ventajas e inconvenientes de la energía solar . . . . .	21
2.5 Impacto medioambiental . . . . .	23
<b>3 Ciclo de potencia</b>	<b>24</b>
3.1 Ciclo Rankine simple . . . . .	24
3.1.1 Análisis termodinámico . . . . .	25
3.2 Ciclo de Rankine propuesto . . . . .	28
3.3 Hibridación termosolar . . . . .	31
<b>4 Configuración del campo solar</b>	<b>33</b>
4.1 Emplazamiento y punto de diseño . . . . .	33
4.2 Configuración de los colectores y lazos . . . . .	35
4.3 Descripción del fluido de trabajo y el sistema de tuberías . . . . .	37
4.4 Almacenamiento térmico . . . . .	37
4.5 Análisis energético del colector cilindro-parabólico . . . . .	38
<b>5 Múltiplo solar y optimización económica</b>	<b>47</b>
5.1 LCOE . . . . .	48
<b>6 Resultados y conclusiones</b>	<b>51</b>
6.1 Ciclo Rankine . . . . .	51
6.2 Campo solar . . . . .	54
6.3 Múltiplo solar y optimización . . . . .	56
6.4 Conclusiones . . . . .	62
<b>A Esquemas y resultados del ciclo Rankine (ThermoFlex)</b>	<b>63</b>
<b>B Código de MATLAB</b>	<b>69</b>
<b>C Propiedades del aire</b>	<b>78</b>
<b>D Propiedades del Therminol-VP1</b>	<b>79</b>

## Índice de figuras

1	Emisiones de CO <sub>2</sub> en kilotoneladas desde 1960 hasta 2013 [2] . . . . .	9
2	Skaphia griega [3] . . . . .	10
3	Primer uso militar de la energía solar[4] . . . . .	11
4	Turbina alimentada por energía solar diseñada por Auguste Mouchot [5] . . . . .	11
5	Concetradores de Shuman [6] . . . . .	12
6	Potencia termosolar instalada en España [7] . . . . .	13
7	Potencia termosolar instalada mundialmente a Junio 2015 [4] . . . . .	14
8	Esquema de una instalación fotovoltaica simple [8] . . . . .	14
9	Instalación termosolar de ACS (baja temperatura) [9] . . . . .	15
10	Sistemas de concentradores lineales Fresnel [10] . . . . .	16
11	Central termosolar de tecnología Fresnel de Puerto Errado (Murcia) [11] . . . . .	17
12	Sistema de receptor central [10] . . . . .	18
13	Centrales de receptor solar PS20 y PS10 (Sevilla) [12] . . . . .	18
14	Sistema de disco parabólico [10] . . . . .	19
15	Colectores cilindro-parabólicos [10] . . . . .	20
16	Campo solar de CCP de Andasol (La Calahorra, España) [13] . . . . .	21
17	Radiación solar en Europa [14] . . . . .	21
18	Incremento de la temperatura media de la tierra desde 1880 hasta la actualidad (Fuente: NASA, Goddard Institute for Space Studies - Surface Temperature Analysis [15]) . . . . .	22
19	Esquema de un ciclo Rankine [16] . . . . .	24
20	Diagrama T-s de un ciclo de Rankine simple [16] . . . . .	25
21	Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentamiento [17]. . . . .	27
22	Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con regeneración mediante feedheater cerrado [18]. . . . .	28
23	Ciclo de Rankine real propuesto [1] . . . . .	28
24	Transferencia de calor entre el campo solar (bloque solar) y el bloque de potencia [19] . . . . .	32
25	Esquema de la configuración de un bucle [1] . . . . .	35
26	Esquema de la vista de planta del campo solar de CCP [1] . . . . .	36
27	Esquema de la sombra que provoca un colector sobre otro de una fila paralela [20] . . . . .	40
28	Esquema de la sombra que provoca un colector sobre otro de una fila paralela [20] . . . . .	41
29	Circuito térmico del sistema receptor resultante tras las hipótesis . . . . .	42
30	Esquema del sistema receptor . . . . .	43
31	Producción de potencia térmica diaria para diferentes múltiplos solares [1] . . . . .	47
32	Esquema del ciclo Rankine extraído de ThermoFlex . . . . .	51
33	Distribución de las pérdidas . . . . .	55
34	Potencia útil de cada tamaño de central solar . . . . .	59
35	Precio normalizado de la electricidad para cada múltiplo solar . . . . .	59

36	Potencia útil obtenida por los distintos tamaños de central solar para distintos valores de radiación solar directa . . . . .	60
37	Potencia útil obtenida por los distintos tamaños de central solar para distintos valores de ángulo de incidencia . . . . .	61
38	Disminución del LCOE con la disminución de los costes de inversión	61



## Índice de cuadros

1	Características de los elementos del ciclo de Rankine propuesto . . .	29
2	Parámetros para el punto de diseño de una central de 50MWe en PSA	33
3	Parámetros geométricos y ópticos para el lazo del colector Eurothough	36
4	Valor de las constantes relacionadas con el número de Nusselt para convección sobre cilindro en flujo cruzado . . . . .	45
5	Energía anual neta producida para cada tamaño de campo solar . .	48
6	Datos de los costes para el análisis económico de la central solar de CCP . . . . .	49
7	Estados del ciclo Rankine . . . . .	52
8	Potencias demandadas y proporcionadas por los componentes del circuito . . . . .	53
9	Potencias referentes al colector y a un bucle . . . . .	55
10	Diferentes tamaños de los campos solares junto a su múltiplo solar .	57
11	Potencias referentes al colector y a un bucle . . . . .	57
12	Área total de los diferentes tamaños de campo solar . . . . .	58
13	Precio normalizado de la electricidad para cada tamaño de central solar . . . . .	58

# 1 Motivación y objetivos

Las energías renovables han estado desde la propia formación de la Tierra, como por ejemplo la energía solar, pues el Sol ha estado otorgando luz y calor, y lo hará hasta que se apague dentro de millones de años. Por lo tanto se deben utilizar todos estos recursos inagotables de la mejor forma posible y al máximo.

Han de ser estas energías limpias, y no otras, las encargadas de soportar en un futuro la gran demanda que exige la sociedad debido al incremento de la contaminación que se ha dado en el último siglo.

La tecnología, como no puede ser de otra forma, avanza cada segundo que sucede más y más rápido, por lo que sería imposible dar con el mejor sistema de producción de energía de primeras. Por esta razón, las instalaciones de energías renovables, que ya han sido creadas, deben ser optimizadas de la mejor manera para emplear los recursos que se poseen de la forma más eficiente.

Con lo cual, para aprovechar los recursos naturales de una manera sostenible, se debe por un lado invertir en nuevas tecnologías que sean tanto eficientes como eficaces y por el otro lado, optimizar las tecnologías que ya existen.

Entre estas energías verdes, la energía solar destaca entre las demás por su poder de adaptamiento y el decrecimiento en su precio, ya que aunque es intermitente por el ciclo del Sol, esta ha ido mejorando con el paso del tiempo. Entre este abaratamiento de los costes se encuentran los colectores cilindro-parabólicos de alta temperatura, que con el paso de los años han abaratado su precio debido a la gran investigación que se cierne sobre ellos.

Es por ello que se va a analizar la optimización del múltiplo solar en centrales de ciclos de vapor cuya energía es proporcionada por colectores cilindro-parabólicos tal y como se realiza en [1]. De esta forma, no será necesario contar con un número mayor de colectores de concentración que sólo harán que el coste de la instalación incremente.

## 1.1 Objetivos

Así mismo, el alcance de este proyecto abarcará diferentes objetivos que se pueden denotar en los siguientes apartados:

- Análisis termodinámico del ciclo de potencia de Rankine hibridado por colectores cilindro-parabólicos.
- Definir y calcular el múltiplo solar junto con su correspondiente optimización.
- Comprensión y análisis tanto energético como económico de los resultados obtenidos.

## 2 Estado del arte

### 2.1 Introducción

A día de hoy, es prioritaria la necesidad de reducir las emisiones de  $CO_2$  y demás gases de efecto invernadero que han incrementado potencialmente durante los últimos 50 años (Figura 1) [2]; este hecho ha impulsado al ser humano a desarrollar técnicas innovadoras o, por el contrario, optimizar las tecnologías ya existentes con las que se reduzca en la mayor medida posible estas emisiones. El compromiso que se debe tener con el medio ambiente, por tanto, debe ser obligatorio.

La implementación de métodos de obtención de energía que no generen emisiones, como lo son las energías renovables, es esencial para el desarrollo sostenible medioambiental.

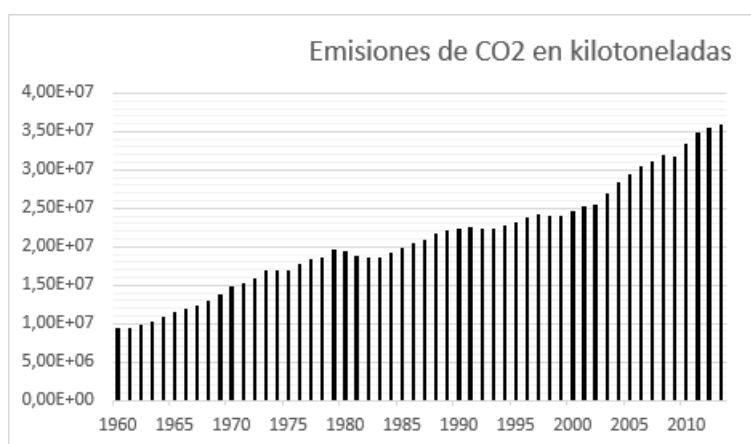


Figura 1: Emisiones de CO2 en kilotoneladas desde 1960 hasta 2013 [2]

Estas fuentes de energía limpia deben ser suficientes, en un futuro no muy lejano, como para abastecer por completo la demanda energética que la sociedad exige. Dicha demanda ha de estar en equilibrio constante con la producción, debido a que el almacenamiento de energía en grandes cantidades, por el momento, no es posible.

Aunque no es comparable la energía que se genera con las energías renovables respecto a la energía nuclear o a la combustión de combustibles fósiles, el factor clave de no generar ningún residuo debe ser suficientemente importante para concienciar a la sociedad a la hora de optar por uno u otro sistema energético.

Las energías “sucias” son entonces un freno a la transición hacia un sistema sostenible basado en la eficiencia y el ahorro que aportan las energías limpias. Por ello, se debe prescindir progresivamente de este sistema e invertir en nuevas tecnologías que no contaminen, como puede ser la energía solar.

Países como China o India, en los que existe exceso de población y que, por tanto, la demanda de energía y emisiones de  $CO_2$  son mayores, han propiciado el llevar

a cabo políticas a favor de las energías renovables para cumplir los propósitos en cuanto a contaminación. Por ello, y gracias a su situación económica, ambos países se ponen en la cabeza en los mercados de energías renovables. Al éxito monetario hay que sumar la decisión de Estados Unidos por reforzar el papel de los combustibles fósiles y a incumplir los acuerdos de París.

En la actualidad, tanto China como India además de gozar de una buena economía, cuentan con un buen recurso solar, hecho por el cual van a apostar fuerte por la energía termosolar. De hecho, China ha multiplicado su potencia en ocho en el último año pasando de 3.5 MWe a 27.31MWe. [21]

## 2.2 Historia y desarrollo de la energía solar

El Sol, al igual que el agua, es uno de los ejes fundamentales de la vida. Fueron los griegos, allá por el 400 A.C., quién por primera vez diseñaron casas que aprovecharan la luz del sol indirectamente además de unos recipientes que tenían forma parabólica llamados ‘skaphias’ y que utilizaban para prender antorchas entre otras cosas. No obstante, los romanos siguieron la estela de los griegos y aprovecharon este recurso natural usando las ventanas de vidrio para aprovechar la luz solar en sus hogares.



Figura 2: Skaphia griega [3]

Por otro lado, el físico y matemático griego Arquímedes utilizó el recurso solar de forma militar para destruir a los romanos que abordaban las costas griegas con grandes barcos. Arquímedes colocó espejos en las murallas de tal manera que la posición de los espejos reflejara un rayo lo suficientemente fuerte para incendiar las embarcaciones romanas.

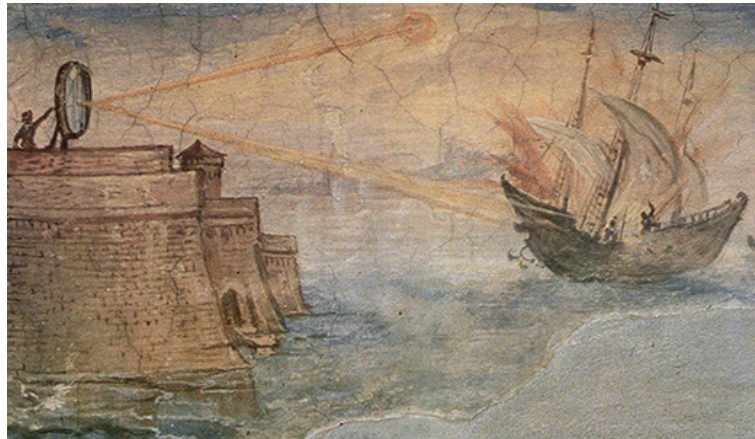


Figura 3: Primer uso militar de la energía solar[4]

Siglos más tarde, el famoso inventor Leonardo Da Vinci, que conocía los sistemas que se utilizaron años atrás, diseñó en el siglo XVI un concentrador de enormes dimensiones con el objetivo de producir vapor; no obstante, no llegó a finalizar dicha idea.

A mediados del siglo XVIII, el científico suizo Horace Benedict de Saussure diseñó el colector solar que sería determinante para el futuro desarrollo de la energía solar térmica de baja temperatura. Junto con él, creó el helioteermómetro, con el que se podría medir la radiación solar. Este primer colector no era más que cajas de madera y de cristal que se calentaba gracias a la incidencia de la luz solar.

En 1865, el inventor francés Auguste Mouchot desarrolló una máquina capaz de transformar la energía solar en energía mecánica a través de la generación de vapor y el consiguiente movimiento de un motor. La máquina consistía en un receptor parabólico que concentraba la radiación en un solo punto. De esta forma alimentaba con calor un motor de vapor. Este proyecto tenía un elevado coste, hecho que impidió que el invento tuviera una acogida comercial.

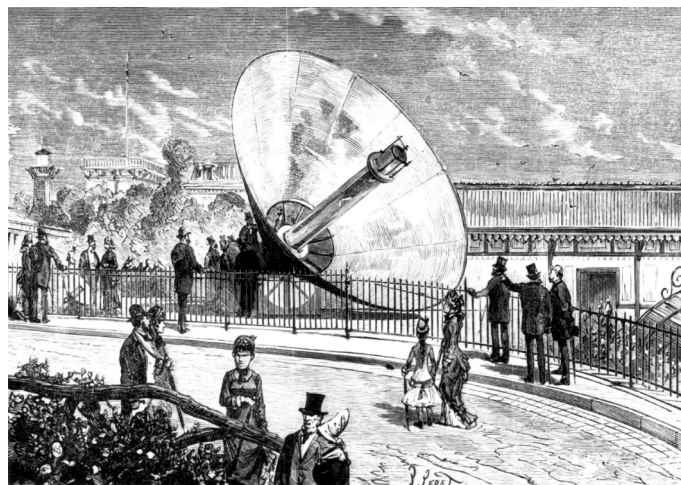


Figura 4: Turbina alimentada por energía solar diseñada por Auguste Mouchot [5]



Décadas más tarde, el estadounidense Frank Shuman comenzó a desarrollar la primera estación termosolar de bombeo en Maadi (Egipto). Dicho proyecto consistía en un concentrador de espejos de unos 60 metros de largo con forma cilindro-parabólica, que reflejaba la radiación en un tubo por el que circulaba agua, generando de esta forma vapor que alimentaba a un motor. De esta forma se bombeaba agua desde el Nilo para regadío.

El éxito del proyecto del norteamericano llevó al desarrollo de un proyecto de mayor envergadura para proporcionar alrededor de 200MW en la zona del Sáhara, lo que en aquel entonces equivalía a toda la potencia consumida mundialmente. Desgraciadamente no se finalizó el proyecto por el comienzo de la Primera Guerra Mundial.

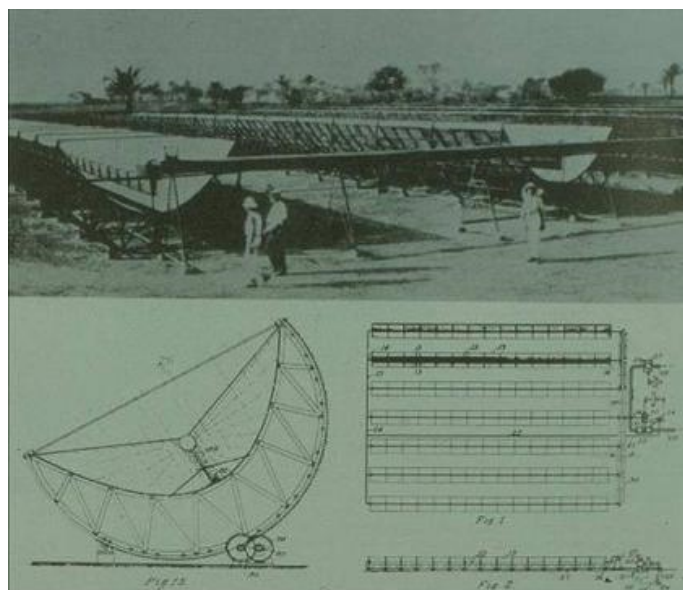


Figura 5: Concentradores de Shuman [6]

En la década de los 80 con las continuas subidas y bajadas del petróleo, las grandes empresas industriales invirtieron en las energías renovables, otorgando un buen papel a la termosolar. Por su parte, la Agencia Internacional de la Energía (IEA) junto a varios países europeos llevó a cabo la construcción de dos centrales termosolares en Almería (proyecto CESA 1), una de colectores cilindro parabólicos y otra de receptor central. Dichas centrales contaron años más tarde con otra central, pasándose a llamar el conjunto como Plataforma Solar de Almería (PSA).

A raíz del proyecto CESA 1, los estadounidenses llevaron a cabo la construcción de la primera central solar de uso comercial, la SEGS 1 (Solar Energy Generating System), en California, adelantándose así a España, que había recortado en investigación y desarrollo de estas tecnologías.[22], [23]

En el siglo XXI, España comprendió la importancia del sector y promovió estas tecnologías con diversas ayudas económicas estatales que años más tarde ha reducido e incluso eliminado.

En la actualidad, en España, la energía solar se encuentra en una fase avanzada en cuanto a implantación y desarrollo. Esto es debido a que de entre los países europeos, España, es uno de los que posee mayor cantidad de horas de sol. Inicialmente, con las políticas previamente mencionadas, fue uno de los líderes a nivel mundial, sin embargo, al cambiar dichas políticas, el crecimiento de esta industria ha quedado estancado.

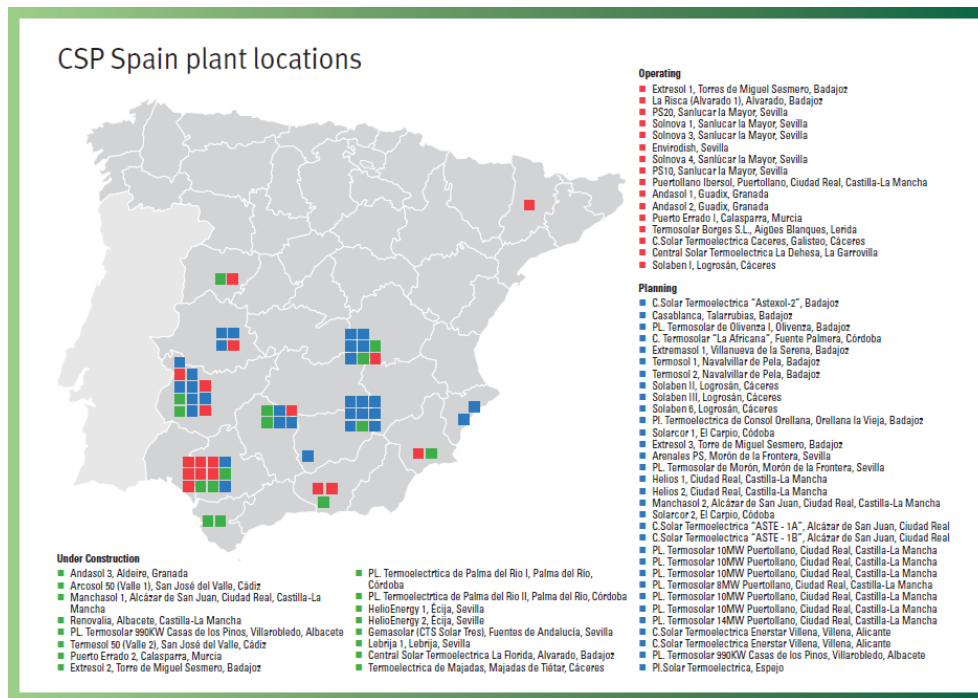


Figura 6: Potencia termosolar instalada en España [7]

Las instalaciones que se han desarrollado son múltiples, pero con el mismo concepto de concentrar la radiación, destacando entre ellas: la tecnología Fresnel, los colectores cilindro-parabólicos y la torre solar. Debido a este desarrollo se ha producido un rápido descenso de los precios y ganancias en cuanto a eficiencia, por ello, el uso de la energía termosolar llegó en 2015 hasta los 4940,1 MW de potencia, siendo Marruecos el líder en crecimiento con 160MW.

De entre los países europeos, España cuenta con la ventaja de encontrarse en una latitud adecuada para la radiación solar, sobretudo en sur de la península, pudiendo llegar a poder exportar energía limpia a otros países para cumplir los objetivos europeos de los próximos años. Entre estos objetivos, el Plan de Energías Renovables [24] propone para facilitar el cumplimiento el establecimiento con un nuevo mecanismo de incentivos para, entre otras cosas, el uso del calor renovable.

En cuanto a potencias mundiales, se estima que China contará en 2018 con un crecimiento notable que llegará hasta 1GW de energía termosolar, utilizando principalmente hasta ahora (2017) tecnología de tipo Fresnel. [25]

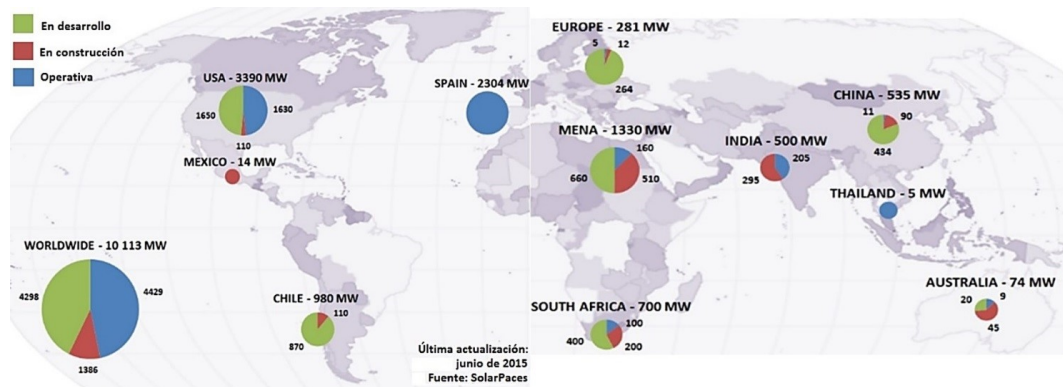


Figura 7: Potencia termosolar instalada mundialmente a Junio 2015 [4]

## 2.3 Principales tipos de energía solar

A día de hoy existen tres tecnologías principales con las que es posible aprovechar la energía solar para, dependiendo de la tecnología en sí, producir energía eléctrica, térmica, mecánica, etc [26]. Dichos tipos de aprovechamiento de la energía solar son las siguientes.

### 2.3.1 Energía solar fotovoltaica

Esta energía transforma directamente la radiación solar en electricidad debido a la diferencia de potencial que se crea cuando se excitan los electrones de un dispositivo semiconductor situado en los conocidos paneles fotovoltaicos. Para aumentar esta diferencia de potencial basta con situar más paneles fotovoltaicos en serie, generando así mayor corriente eléctrica.

Este efecto fue descubierto por Alexandre Edmond Becquerel. Sin embargo, no fue hasta el periodo de la carrera espacial cuando los paneles solares empezaron a ser protagonistas en satélites geoestacionarios de comunicaciones.

Se estima que la energía fotovoltaica se convierta en los próximos 10 años en la fuente de electricidad más barata, hecho que es posible debido a que los paneles han disminuido su precio cada año desde la década de los 80 [27].

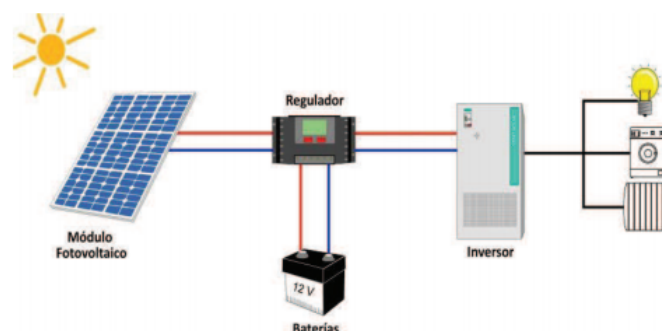


Figura 8: Esquema de una instalación fotovoltaica simple [8]



Como se puede observar en la figura anterior (Figura 8) , los módulos fotovoltaicos, los reguladores, las baterías y los inversores son los componentes principales que se pueden encontrar en una instalación fotovoltaica básica. Los reguladores se encargan de recoger la energía producida y estabilizarla a un nivel predeterminado por las baterías que almacenarán dicha energía. Por otro lado, los inversores se encargan de modificar la energía del regulador a la corriente común que se tiene en un suministro público [8] [28].

### 2.3.2 Energía solar térmica de baja temperatura

Se consideran instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura aquellas instalaciones en las que por medio de la energía solar adquieren un calor útil a temperaturas inferiores a 60 – 65 °C.

Los colectores, que capturan la radiación solar para convertirla en energía calorífica, están compuestos de una cubierta que permite el paso de la radiación y retiene el calor (efecto invernadero), de una capa aislante, de un absorbedor que transmite la energía al fluido caloportador, y los tubos para transportar dicho líquido.

La producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS), la calefacción de baja temperatura, el calentamiento de agua de piscinas y el aire acondicionado mediante máquinas de absorción son las aplicaciones más frecuentes de la energía solar de baja temperatura.

La producción de ACS, sin duda, es la aplicación principal de este tipo de energía. Como se puede observar en Figura 9, constan de tres circuitos: primario (sistema de captación), secundario (sistema de acumulación) y terciario o de consumo que incluye un acumulador de ACS a la temperatura de servicio. Además, cuenta con un sistema de energía convencional como una caldera para apoyar al circuito [9] [29] .

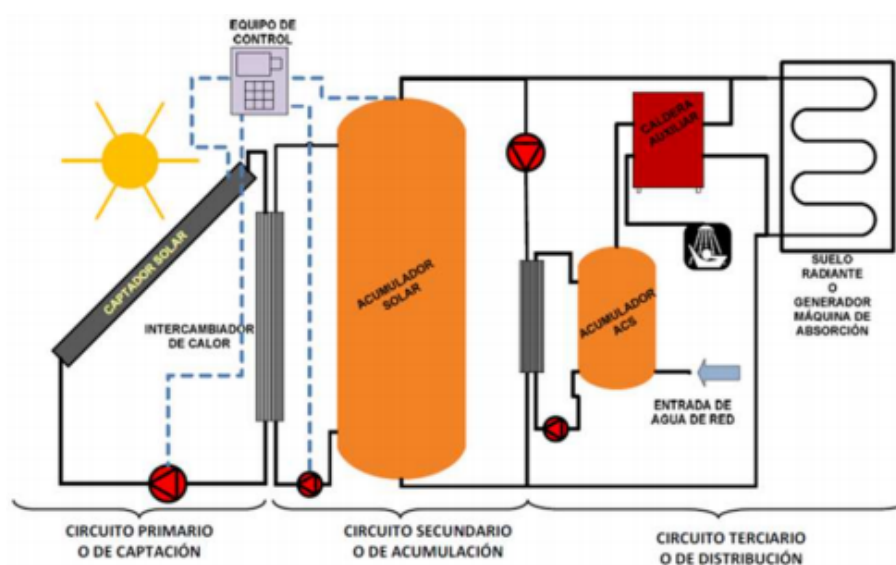


Figura 9: Instalación termosolar de ACS (baja temperatura) [9]

### 2.3.3 Energía solar térmica de alta temperatura o de concentración

Se consideran instalaciones de energía solar térmica de alta temperatura o de concentración a las instalaciones cuyas aplicaciones superan los  $250^{\circ}\text{C}$ . Para alcanzar dichas temperaturas es necesario recurrir a tecnologías que concentren la radiación solar directa o, dicho de otra forma, se necesita realizar un seguimiento completo para incidir toda la radiación a lo largo del día. En este tipo de energía solar se puede empezar a hablar ya producción de MWe, al contrario de los anteriores[30].

La radiación se concentra mediante espejos que pueden ser planos o parabólicos. Esta energía que se recoge se suele utilizar principalmente para generar electricidad de forma convencional (turbinas de vapor o motores Stirling) o almacenarse a través de un medio líquido o sólido (sales fundidas) para posteriormente extraerse dicha energía calorífica.[10]

Uno de los parámetros más importantes para el diseño de este tipo de instalaciones, como se verá más adelante, es el múltiplo solar; este se define como el cociente entre la potencia térmica absorbida por el fluido caloportador y la potencia requerida por la turbina.

Podemos distinguir diferentes tipos de instalaciones de energía solar térmica de alta temperatura:

- **Concentradores lineales Fresnel**

Son un conjunto de espejos delgados y casi planos que reflejan la radiación solar directa en receptores lineales (tubos) por los que pasan el fluido caloportador. Este sistema de concentración lineal es similar a la de canales parabólicos teniendo menor coste debido a su infraestructura, pero a la vez también posee menor rendimiento óptico y térmico.

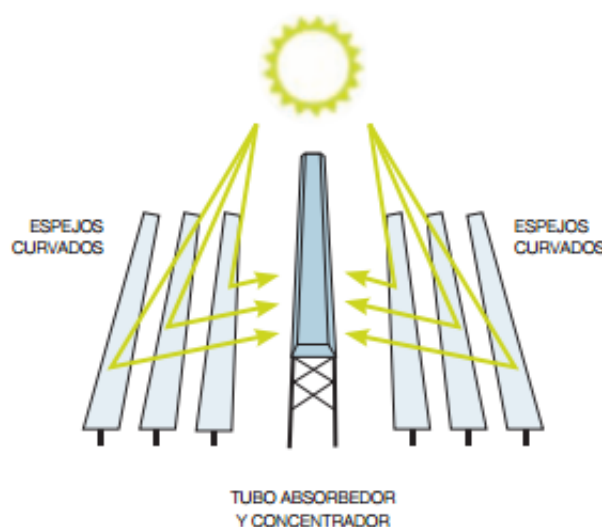


Figura 10: Sistemas de concentradores lineales Fresnel [10]

Una de las grandes ventajas de estas instalaciones es que pueden adquirirse los espejos planos y doblarse in situ, lo que conlleva unos menores costes de fabricación. Cuentan también con una muy alta eficiencia solar alrededor del mediodía solar. [10]

En España, esta tecnología está implantada en Calasparra (Murcia), cuya potencia alcanzada es una de las mayores de Europa con 30MW. También, ofrece la ventaja de utilizar el campo solar como el propio generador de vapor, prescindiendo así del circuito de aceite que se encuentran en plantas convencionales.[31]



Figura 11: Central termosolar de tecnología Fresnel de Puerto Errado (Murcia) [11]

Actualmente, China es uno de los principales países que se está volcando con esta tecnología junto con la torre solar, llegando en un futuro próximo a ser el mercado más grande del mundo para la energía termosolar. Este avance se ha hecho posible ya que ha llegado a incrementar su potencia en ocho veces en tan sólo un año ya que los costes de generación para este tipo de energía están descendiendo. [32]

- **Sistemas de receptor central**

Con este sistema se busca producir energía eléctrica utilizando concentradores solares de enorme tamaño. Un enorme campo de heliostatos (espejos planos) reflejan la radiación solar directa a un receptor común ubicado en lo alto de una torre. Cada heliostato incorpora un seguimiento independiente de dos ejes[9].

Emplea el mismo concepto que en la tecnología Fresnel: descompone un espejo parabólico en pequeños paneles planos dispuestos en el suelo.

El receptor central absorbe la radiación y la convierte en energía térmica que utiliza para generar vapor en ciclos de potencia, entre otros, los ciclos combinados, cuyo rendimiento puede llegar a más del 60 %.

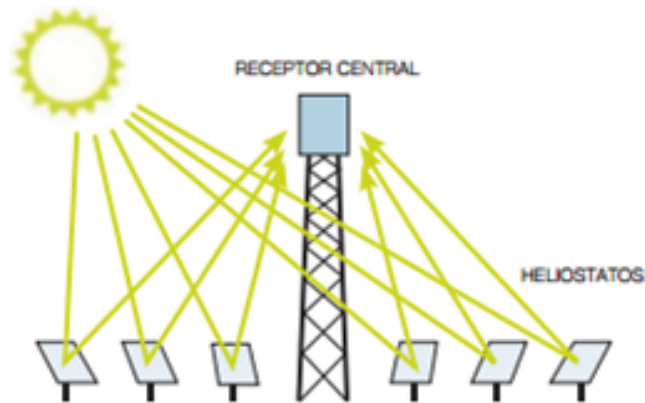


Figura 12: Sistema de receptor central [10]

Entre otras de sus ventajas, puede usarse almacenamiento térmico a altas temperaturas, ya que su temperatura de operación puede llegar a más de 1000 °C. Por otro lado tiene mejor refrigeración en seco que los colectores cilindro-parabólicos y los concentradores lineales Fresnel, aunque los costes de inversión son elevados. [10]

En territorio español, se disponen de varios ejemplos de torre solar como son Gemasolar y las dos de Solúcar, PS20 y PS10 (todas situadas en Sevilla).

La planta Gemasolar dispone de un sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas y fue la primera planta comercial con dicha tecnología. Ésta, permite producir electricidad durante 15 horas sin sol gracias a la capacidad de almacenamiento. Posee una potencia de 19.9 MW, similar a la segunda central térmica solar de Solúcar (20MW), que tiene a su vez el doble de potencia que su congénita (10MW) [33].



Figura 13: Centrales de receptor solar PS20 y PS10 (Sevilla) [12]

- **Sistemas de disco parabólico**

Son colectores puntuales que guardan una simetría circular con el objetivo de concentrar toda la radiación procedente del Sol en un sólo receptor puntual. La forma más utilizada es la del disco parabólico, aunque existe la posibilidad de disponer de más de un espejo circular para que forme la superficie de revolución total.

Como en los casos anteriores, el seguimiento debe realizarse en dos ejes para sacar el mayor partido a la instalación. Este tipo de sistema tiene la particularidad de alcanzar las mayores relaciones de concentración, pudiendo llegar a 2000 y a los 750 °C de temperatura.

La aplicación que se utiliza con mayor frecuencia es alimentando motores Stirling que se hallan instalados en el propio colector, comúnmente denominados Dish Stirling. Estos sistemas son a día de hoy los concentradores puntuales más extendidos y poseen buenas expectativas para el futuro [9].

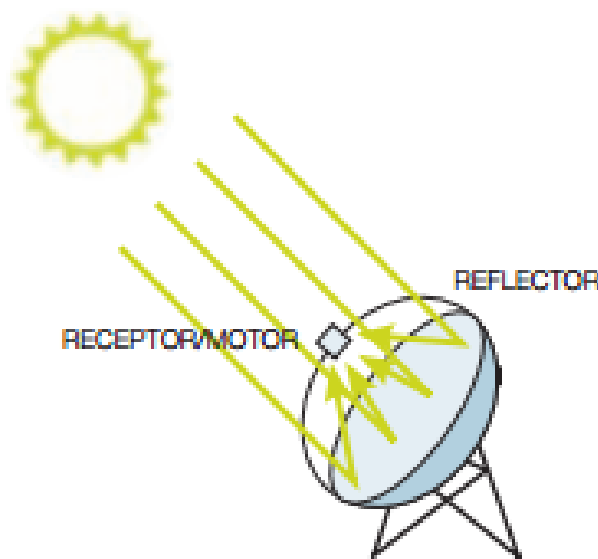


Figura 14: Sistema de disco parabólico [10]

En España no se encuentran muy extendidos, aunque, al ser un único disco se pueden instalar individualmente ya sea para producir electricidad en pocas cantidades o para calentar agua.

Al poseer una gran relación de concentración, posee mayor rendimiento que cualquier otro sistema de energía solar; llegan incluso a doblar el rendimiento de las torres solares. Sin embargo, el problema fundamental de este sistema es que al utilizar un motor Stirling, se produce energía eléctrica directamente

sin ofrecer la posibilidad de almacenar la energía.

- **Colectores cilindro-parabólicos (CCP)**

Son espejos cilindro-parabólicos que reflejan la radiación solar directa sobre un receptor tubular encapsulado al vacío que se sitúa en el foco de la parábola. (Ver Figura 15)

Por estos tubos se hace circular un fluido caloportador como lo puede ser un aceite sintético. Principalmente, la temperatura máxima que se puede alcanzar es próxima a la de pérdida de propiedades del fluido caloportador, que suele estar alrededor de los 400 °C [9].

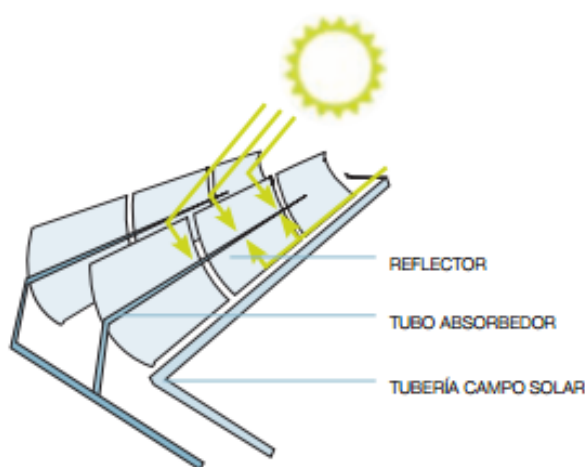


Figura 15: Colectores cilindro-parabólicos [10]

Posteriormente, este fluido se bombea por intercambiadores térmicos con el objetivo de generar vapor, generando de esta manera energía eléctrica por medio de un generador de turbinas de vapor. Este circuito puede estar introducido tanto en turbinas de vapor como de gas o, ciclos combinados.

Uno de los aspectos que se ha de tener en cuenta para el diseño de estas instalaciones es la orientación. En general, todas las filas de colectores se alinean de tal forma que su eje de giro se sitúe en dirección Norte-Sur o Este-Oeste. Para latitudes cercanas a los 40 ° cabe destacar que la irradiancia solar directa que recibirá será menor para la configuración Norte-Sur, pero con mayor estabilidad. Este valor pico de la configuración Este-Oeste se hará notar sobre todo durante el invierno donde la diferencia de la irradiación es mayor [9].

La ventaja de este tipo de instalación frente a las demás es que es la única que ha conseguido satisfacer las expectativas que se esperaban para hibridar los ciclos combinados y así eliminar las emisiones de gases de efectos invernaderos que se generarían con una caldera.



En España el principal ejemplo de esta tecnología es la planta de Andasol (Figura 16). Situada en Granada, dispone de distintas centrales en la que cada una tiene una potencia eléctrica de 50MW. Operan además con almacenamiento térmico que, aun estando optimizado, las turbinas son capaces de funcionar durante unas 7.5 horas a carga máxima.



Figura 16: Campo solar de CCP de Andasol (La Calahorra, España) [13]

## 2.4 Ventajas e inconvenientes de la energía solar

Como ya se ha mencionado anteriormente, la energía solar es una energía renovable, es decir, que es un recurso inagotable mientras el Sol siga existiendo que, según los datos de la NASA quedan alrededor de 6,5 billones de años. Además, es una energía abundante y mucho más limpia que otras energías como puede ser la energía nuclear.

La energía solar como energía sostenible cubre las necesidades que se producen en el presente sin comprometer las necesidades que se produzcan en el futuro. Además, una central termoelectrica es reversible ya que la mayoría de los materiales que se emplean en las plantas se pueden reciclar.

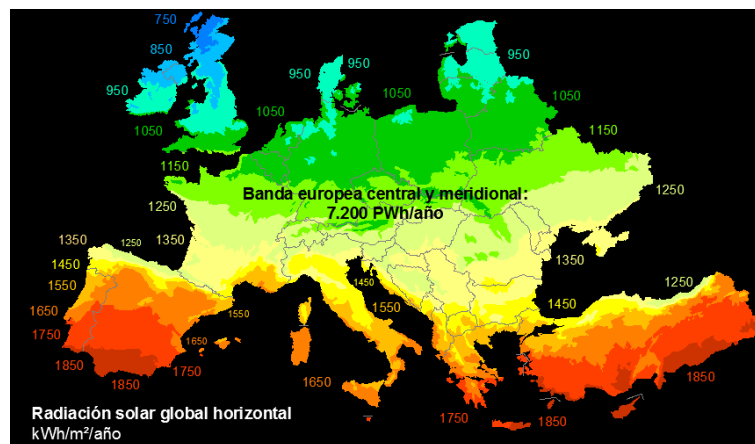


Figura 17: Radiación solar en Europa [14]

Como se puede observar (Figura 17), tiene una buena disponibilidad, pues no sólo se pueden beneficiar los países cercanos al Ecuador. El caso más claro está en Europa, Alemania es uno de los países europeo con mayor potencia fotovoltaica y no cuenta con una radiación solar abundante.

El hecho de que la energía solar sea abundante hace que la dependencia con otras fuentes de energía no renovables sea menor, lo que supone un gran paso contra el cambio climático. Paso que es necesario por el incremento de temperatura que sufre año tras año la Tierra como se aprecia en la Figura 18.

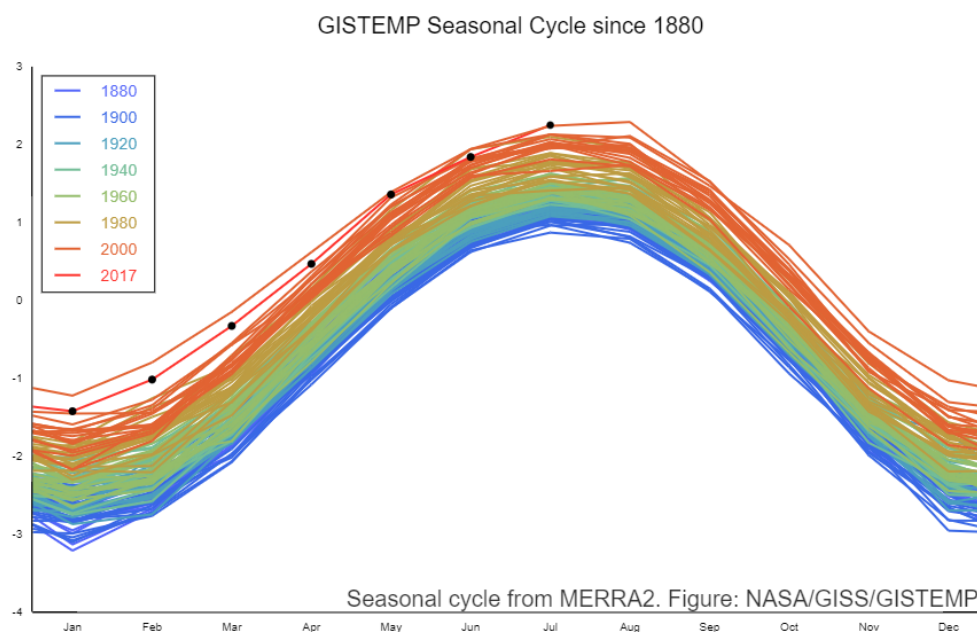


Figura 18: Incremento de la temperatura media de la tierra desde 1880 hasta la actualidad (Fuente: NASA, Goddard Institute for Space Studies - Surface Temperature Analysis [15])

Es una energía versátil, puede aprovecharse para diferentes propósitos como ya se ha visto anteriormente, como puede ser generar electricidad o para calentar agua sanitaria. Puede por tanto además reducir costes de la electricidad mediante de la instalación de kits de autoconsumo. Es una energía silenciosa ya que es en una instalación de energía solar no existen movimientos bruscos lo que supone una gran ventaja respecto a fuentes como la energía eólica. Además, tiene un bajo mantenimiento ya que los paneles sólo necesitan un par de limpiezas al año. El sector de la energía solar sigue todavía en avance: los paneles y las células cada día tienen precios más bajos debido a innovaciones en la nanotecnología y en la física cuántica.

Por otro lado, es una energía cara en cuanto a su inversión inicial. Es una de las energías que más incentivos ha recibido, haciendo que camuflen el verdadero coste real de producción de energía eléctrica. Además, una de las grandes desventajas es que es intermitente. Las horas de sol dependen directamente del clima, de



las horas de luz que tiene el día y del día del año. Sin embargo, aun con ello, en términos de constancia es menos problemática que la energía eólica.

Otro de los factores fundamentales para la energía solar es el espacio, la densidad de potencia solar medida en  $\text{W/m}^2$  es esencial a la hora de diseñar una instalación. Cuanto menor sea la radiación, mayor será el espacio a utilizar para abastecer cierta potencia.

En las etapas de producción de placas fotovoltaicas, además de usar materias primas exóticas en algunos casos como paneles finos de telurio de cadmio, se emiten gases de efecto invernadero. De entre estos gases se encuentran dos de los más potentes: el trifluoruro de nitrógeno y el hexafluoruro de azufre. Por otro lado, aunque con menos importancia, se considera el transporte de los elementos de la instalación y su impacto sobre la atmósfera.

## 2.5 Impacto medioambiental

Tal y como se ha mencionado anteriormente, uno de los principales objetivos para la construcción de una instalación termosolar es el de reducir las emisiones de  $\text{CO}_2$  y otros gases de efecto invernadero producidos en la quema de combustibles fósiles.

Las políticas que están llevándose a cabo por la Unión Europea en cuanto a medioambiente como lo son “el Séptimo Programa de Acción” (hasta 2020) o la Hoja de ruta hacia una economía hipocarbónica competitiva (para 2050) hacen que sea una prioridad el contaminar lo menos posible.

Las centrales termosolares de cilindros cilindro-parabólicos suponen un ahorro de emisiones enorme de cara al cumplimiento de dichos objetivos, en comparación a una central de ciclo Rankine de la misma potencia que opera con carbón. Aun con dicho ahorro, estas centrales siguen emitiendo en una proporción mucho menor  $\text{CO}_2$  en la fabricación de algunos elementos de la instalación.

Andasol, la planta termosolar que sirve de ejemplo, posee 3 campos de colectores cilindro-parabólicos. De esta manera es capaz de evitar la producción anual de unos 152 millones de kilos de  $\text{CO}_2$  a la hora de producir 150MW entre todas plantas termosolares.

Por otro lado, cabe destacar el impacto visual que genera la instalación completa: el tamaño de cada planta es de alrededor de 18 hectáreas. Es por ello, que además de deber situar la instalación en un lugar solarmente válido se debe disponer de espacio para ello sin dañar el ecosistema de la zona. Sin embargo, la altura que alcanzan los colectores es inferior a 4 metros, lo que significa que a unos 100 metros de distancia dicho impacto visual es nulo.

Es necesario decir que no existe ningún tipo de impacto sobre el medio físico, ni tampoco sobre la calidad del aire, ni sobre el suelo. Y en absoluto afecta al agua de la zona, ni se producen ruidos o riesgos para la seguridad de los empleados [34].

### 3 Ciclo de potencia

El ciclo de potencia en el que se empleará la energía obtenida por el campo solar, será un ciclo de Rankine, aunque es cada vez más frecuente la hibridación de ciclos combinados (ISCC) donde la energía recogida por el campo solar se utiliza para proporcionar vapor adicional a la turbina de vapor principal; suelen ser campos de heliostatos que concentran la radiación en una torre solar. Cabe destacar que el termo-fluido que se emplea no puede superar los  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ya que se degradarían sus propiedades; por lo que sería poco eficiente un ciclo combinado que contara con una hibridación completa sin necesidad del uso de combustibles fósiles, mientras que podría llegar a ser viable para un ciclo de vapor.

A continuación, se explicarán tanto el circuito básico como el ciclo de Rankine de una central que opera con varios niveles de presión y que será el modelo que se empleará finalmente en la hibridación.

#### 3.1 Ciclo Rankine simple

El ciclo de Rankine es uno de los ciclos termodinámicos más conocidos que tiene como objetivo el de convertir potencia térmica en energía eléctrica. Su eficiencia, al igual que el resto de ciclos de potencia, está limitada por el segundo principio de la termodinámica.

Mediante la aportación energética de un combustible, se evapora y condensa el fluido de trabajo que normalmente es agua. Esta agua se evapora en una caldera, donde se eleva así la presión del vapor, para posteriormente incidir sobre los álabes de una turbina para generar energía cinética en el eje que a su vez es solidario a al eje de un generador eléctrico. Una vez ha atravesado la turbina, el vapor de agua se condensa en un condensador, que, por medio de una bomba, se hace llegar de nuevo a la caldera para que vuelva a ser evaporada.

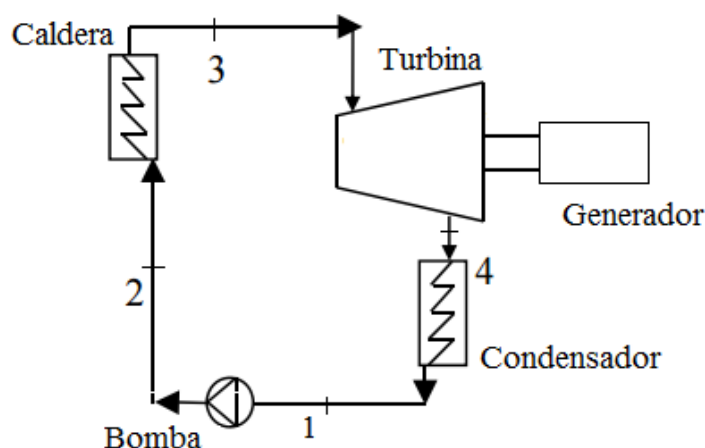


Figura 19: Esquema de un ciclo Rankine [16]

La representación del ciclo Rankine queda determinada por la campana de cambio de fase, tanto en un diagrama T-s como en un diagrama P-V. En ambos, la curva alcanza un máximo dejando a izquierda y derecha las denominadas líneas de líquido saturado y vapor saturado, respectivamente. Es importante para elementos del circuito como la bomba tener en cuenta la fase en la que se encuentra el agua, y por lo tanto estos diagramas han de tenerse en cuenta [16].

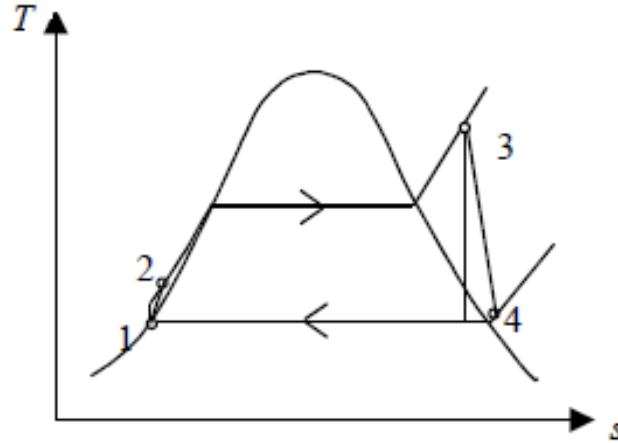


Figura 20: Diagrama T-s de un ciclo de Rankine simple [16]

### 3.1.1 Análisis termodinámico

1<sup>er</sup> principio de la termodinámica:

$$\frac{d E_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} + \dot{W}_{vc} + \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \quad (1)$$

2<sup>o</sup> principio de la termodinámica:

$$\frac{d S_{vc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{cv}}{T} + \sum_{in} \dot{m} \cdot s - \sum_{out} \dot{m} \cdot s \quad (2)$$

Empleando tanto el primero como el segundo principio de la termodinámica, que el gasto másico no cambia en ningún momento, y considerando como hipótesis que:

- El régimen estacionario
- Los términos de energía cinética y potencial son despreciables frente a la entalpía

En cada elemento se obtiene lo siguiente:

1. **Bomba:** se considera adiabática

$$0 = \dot{Q}_{bomba} - \dot{W}_{bomba} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3)$$

donde  $\dot{W}_{bomba}$  es la potencia de la bomba,  $\dot{m}$  es el flujo y  $h_1$  y  $h_2$  las entalpías a la entrada y salida, respectivamente, de la bomba.

2. **Caldera**

$$0 = \dot{Q}_{caldera} - \dot{W}_{caldera} + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (4)$$

donde  $\dot{Q}_{caldera}$  es la potencia térmica de la caldera,  $\dot{m}$  es el flujo y  $h_2$  y  $h_3$  las entalpías a la entrada y salida, respectivamente, de la caldera.

3. **Turbina:** se considera adiabática

$$0 = \dot{Q}_{turbina} - \dot{W}_{turbina} + \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (5)$$

donde  $\dot{W}_{turbina}$  es la potencia de la turbina,  $\dot{m}$  es el flujo y  $h_3$  y  $h_4$  las entalpías a la entrada y salida, respectivamente, de la turbina.

4. **Condensador:**

$$0 = \dot{Q}_{condensador} - \dot{W}_{condensador} + \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{turbina} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

donde  $\dot{Q}_{condensador}$  es la potencia térmica del condensador,  $\dot{m}$  es el flujo y  $h_4$  y  $h_1$  las entalpías a la entrada y salida, respectivamente, del condensador.

Por lo tanto, el rendimiento será:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{total}} = \frac{\dot{W}_{turbina} + \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (7)$$

donde  $\eta$  es el rendimiento,  $\dot{W}_{neta}$  es la potencia neta y  $\dot{Q}_{total}$  es el calor aportado.

Una vez comprendido el caso más simple del ciclo de Rankine se puede analizar termodinámicamente las mejoras que se pueden aplicar a dicho ciclo para conseguir una mayor eficiencia:

- **Recalentamiento:** Una de las formas para aumentar el rendimiento directamente es aumentar la presión en la caldera. Este hecho conlleva el problema de aumentar el grado de humedad en los últimos tramos de la turbina. Generalmente para solucionar este problema, y aumentar aún más la eficiencia del ciclo, se recalienta el vapor a alta presión que sólo se expande parcialmente. Después el flujo vuelve a la turbina para terminar de expandir. Un recalentamiento simple puede llegar a aumentar el rendimiento en 4 o 5 puntos. Se debe recordar que el rendimiento dependerá en parte de la temperatura promedio del recalentamiento, la cual está determinada por la temperatura a la que sale de la caldera y a la temperatura a la que llega el recalentamiento (Figura 21); si esta es mayor que la temperatura promedio del calentamiento, la eficiencia aumentará.

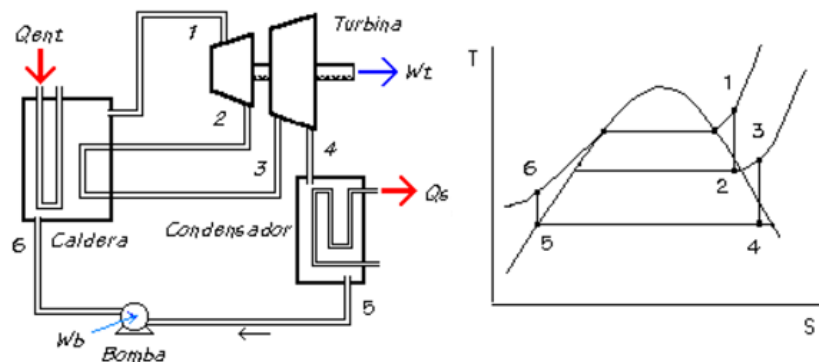


Figura 21: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentamiento [17].

- **Regeneración:** La regeneración consiste en extraer parte del vapor que se expande en la turbina y utilizarlo para suministrar calor, mediante intercambiadores de calor, al propio fluido de trabajo en etapas anteriores a la del paso por la caldera. Estos intercambiadores son denominados feedheater y pueden ser de dos tipos: cerrados o abiertos (desaireadores).

Se debe tener en cuenta que al extraer vapor de la turbina se disminuye la potencia neta, aunque, si el proceso se realiza correctamente y se gasta menos energía en la caldera, se aumenta el rendimiento.

En los desaireadores las corrientes que entran se mezclan de manera que el resultado de la mezcla a la salida sea líquido saturado. Por otro lado, los calentadores cerrados no mezclan las corrientes y el vapor que proviene de la turbina y que sirve para calentar el agua se acaba condensando sobre los tubos. Estos últimos pueden tener dos tipos de drenaje: ‘hacia delante’ o ‘hacia detrás’. El primero utiliza una bomba para aumentar la presión del vapor extraído en la turbina hasta la presión a la que esté la otra corriente del intercambiador para así mezclar ambos flujos antes de pasar a la caldera.

Por su parte, el drenaje hacia atrás consiste en llevar el condensar el vapor procedente de la caldera y llevarlo al condensador para terminar de calentar

el flujo principal. En la Figura 22 se puede comprobar cómo resultarían las propiedades del agua.

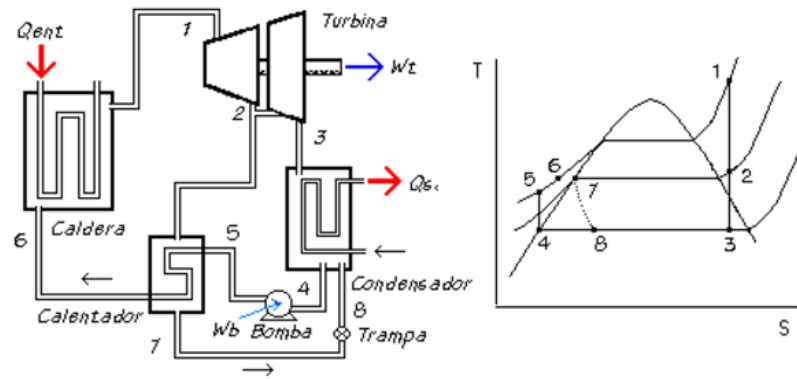


Figura 22: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con regeneración mediante feedheater cerrado [18].

### 3.2 Ciclo de Rankine propuesto

A lo largo de los años, el ciclo de Rankine fundamental ha sido mejorado aumentándose la presión en la caldera, disminuyendo la presión en el condensador o, como ya se ha mencionado anteriormente, utilizando recalentamientos y regeneraciones que otorgarán notablemente un aumento del rendimiento.

En la Figura 23 se representa un esquema de la central de ciclo de vapor que será hibridada por los colectores cilindro-parabólicos.

De ahora en adelante y de cara a la optimización, se va a suponer como hipótesis que el ciclo de potencia trabaja siempre a plena carga, por lo que el flujo másico que circula por este es constante a lo largo del circuito y en todo momento.

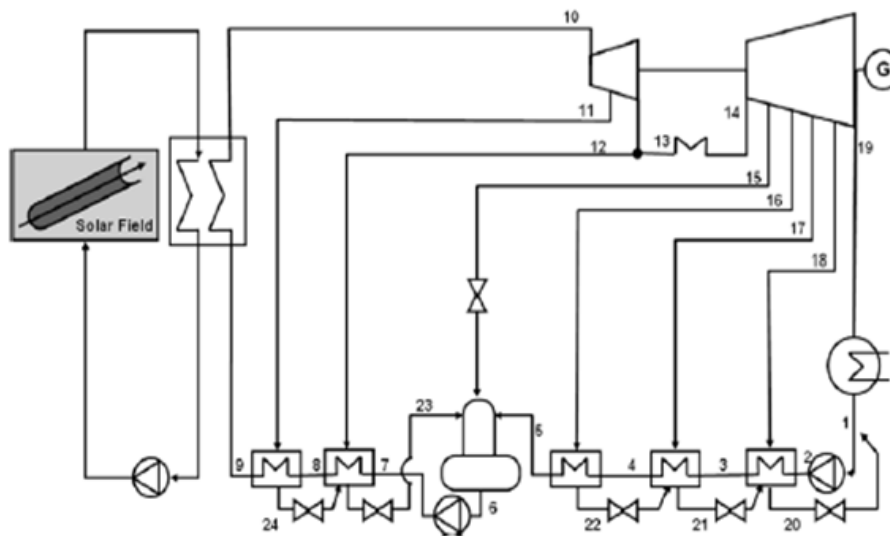


Figura 23: Ciclo de Rankine real propuesto [1]

El ciclo de vapor propuesto suma 8 niveles de presión entre las entradas y salidas a los feedheater para suministrar calor al flujo principal como se ha mencionado anteriormente. Dicho ciclo será diseñado para generar 50 MWe, tal y como lo están Andasol 1, 2 y 3 [1].

El hecho de la existencia de las diversas regeneraciones es debido a que el aceite térmico no puede superar los 100 °C de incremento térmico a su paso por el campo solar, ya que las geometrías de los bucles no lo permiten. En el caso de querer incrementar este salto térmico se debería disponer de un campo solar de mayor dimensión, lo que conllevaría a mayores costes y a una degradación mayor del aceite térmico.

Las propiedades y características de los distintos elementos que conforman el ciclo de vapor son las que se pueden ver en la Tabla 1:

Cuadro 1: Características de los elementos del ciclo de Rankine propuesto

<b><i>Turbina</i></b>	
Temperatura a la entrada [K]	643
Presión a la entrada [bar]	90
Eficiencia de la turbina de alta presión [%]	85.5
Eficiencia de la turbina de baja presión [%]	89.5
Eficiencia electro-mecánica [%]	98
<b><i>Presión de las líneas de extracción</i></b>	
Extracción 1 [bar]	45.4
Extracción 2 [bar]	20.6
Extracción 3 [bar]	8.75
Extracción 4 [bar]	3.627
Extracción 5 [bar]	1.224
Extracción 6 [bar]	0.3461
<b><i>Feedheaters cerrados</i></b>	
TTD (Terminal temperature difference) [K]	1.5
DCA (Drain cooler approach) [K]	5
<b><i>Bomba del desaireador</i></b>	
Eficiencia isoentrópica [%]	78
Eficiencia electromecánica [%]	98
<b>Condensador</b>	
Presión en el condesador [bar]	0.08
<b>Bomba del condensador</b>	
Eficiencia isoentrópica [%]	75
Eficiencia electromecánica [%]	98
<b>Generador de vapor</b>	
Eficiencia térmica [%]	98

Siendo TTD (terminal temperature difference) la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor que entra al feedheater y la salida del feedheater, mientras que DCA (drain cooler approach) es la diferencia de temperaturas entre la salida del drenaje y el agua de entrada al feedheater. Ambas diferencias son iguales para todos los feedheaters cerrados.

Por otro lado, se ha considerado como hipótesis tanto que las extracciones de la turbina como el generador de vapor se comportan de forma isobárica, aunque siempre existe alguna pérdida.

Se ha decidido simular el ciclo con el software ThermoFlex para tener una mayor exactitud a la hora de obtener los resultados, entre los que se incluye la potencia del bloque de potencia. La empresa propietaria del programa (ThermoFlow) es el desarrollador líder de software de ingeniería térmica para las industrias de energía y cogeneración. Mediante dicho programa se puede resolver dicho ciclo de vapor con ciertos datos de diseño de partida.

Debido a que el circuito está constituido por múltiples elementos, se va a dividir en dos circuitos donde el diseñador definirá los límites de cada uno de ellos, distinguiendo: el circuito de alta y el de baja presión. Hay que sumar a las consideraciones mencionadas anteriormente que:

- En el generador de vapor se ha asumido que la eficiencia de la transferencia de calor es del 98 %, saliendo el flujo como vapor sobrecalentado. En el recalentamiento en cambio no se tiene ningún tipo de pérdidas caloríficas.
- Los feedheaters cerrados se han definido como tipo 1 a excepción del que procede a la bomba del condensador que es de tipo 3. El tipo 1 define que la temperatura de salida viene dada por el generador de vapor mientras que el tipo 3 expresa que la temperatura de salida está limitada por el generador de vapor.

En el caso de que se quisiera calcular analíticamente la energía que es necesaria aportar al ciclo de potencia para posteriormente calcular el múltiplo solar como se observa en la Ecuación 7.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{total}}; \quad Q_{bloque.p} = Q_{total}; \quad Q_{bloque.p} = \eta \cdot W_{neta}$$

donde  $Q_{bloque.p}$  es la energía térmica del bloque de potencia, necesaria para el ciclo.

Por tanto, se necesita el rendimiento del ciclo que habría que calcular igual que se ha visto en la subsección anterior. Este vendrá dado por las entalpías de los diferentes estados del agua y las cantidades en las extracciones en el ciclo de potencia que se realizan en cada cuerpo de turbina:



$$\begin{aligned}
\eta = & \frac{(h_{10} - h_{11}) + (1 - x) \cdot (h_{11} - h_{12}) + (1 - x - y) \cdot (h_{14} - h_{15})}{(h_{10} - h_9) + (1 - x - y) \cdot (h_{14} - h_{13})} + \\
& + \frac{(1 - x - y - z) \cdot (h_{15} - h_{16}) + (1 - x - y - z - \alpha) \cdot (h_{16} - h_{17})}{(h_{10} - h_9) + (1 - x - y) \cdot (h_{14} - h_{13})} + \\
& + \frac{(1 - x - y - z - \alpha - \beta) \cdot (h_{17} - h_{18}) + (1 - x - y - z - \alpha - \beta - \gamma) \cdot (h_{18} - h_{19})}{(h_{10} - h_9) + (1 - x - y) \cdot (h_{14} - h_{13})}
\end{aligned} \tag{8}$$

donde  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ , y  $\gamma$  son los porcentajes de las extracciones 1, 2, 3, 4, 5 y 6 respectivamente. Nótese que se han despreciado la energía consumida por las bombas ya que a efectos prácticos es mínima.

Esta ecuación sumada a los balances de energía y masa que se pueden efectuar en los distintos feedheater otorgarían un valor al rendimiento, con el que podríamos calcular finalmente la potencia térmica necesaria para obtener 50 MWe y así poder calcular el múltiplo solar.

Como se ha mencionado, el análisis termodinámico junto con los resultados se realizará con el software Thermoflex y se expondrán los resultados en el último capítulo.

### 3.3 Hibridación termosolar

Se conoce como hibridación termosolar a la integración de dos tipos de centrales térmicas en una, con el objetivo final de reducción de costes e incremento del rendimiento de la planta. En este caso, se hibridará un campo de colectores cilindro-parabólicos con una central que opera con un ciclo de vapor.

Como ya se ha mencionado en el capítulo anterior, la energía termosolar de concentración es una tecnología limpia que permite generar electricidad a través de la radiación solar directa. Gracias a las altas temperaturas que se alcanzan, no es necesario la combustión de combustibles fósiles o de reacciones químicas, lo que conlleva a ser posible que los ciclos de potencia, ya sean ciclos de vapor o ciclos combinados [35], puedan ser hibridados.

Por tanto, el objetivo final es el de una hibridación completa. La principal ventaja de hibridar estos ciclos es que la mayor parte de los equipos y componentes ya se encuentran instalados, aunque esta no es posible a no ser que se utilice un sistema de almacenamiento térmico para evitar la congelación del aceite en periodos donde, ya sea por el sol o por fenómenos medioambientales, la radiación no sea la adecuada. Este último inconveniente hace que la instalación encarezca su coste. [36]

A la hora de la optimización y sus correspondientes cálculos se tomará como hipótesis que la hibridación es completa y que por tanto no se utiliza ningún tipo de combustible fósil adicional para generar vapor, tal y como se supone en [1].

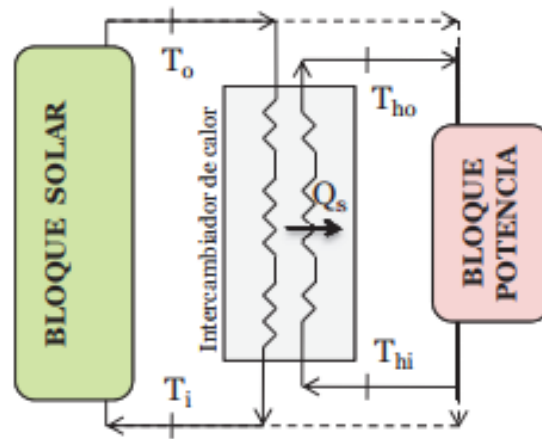


Figura 24: Transferencia de calor entre el campo solar (bloque solar) y el bloque de potencia [19]

Además, se va a asumir que el factor de hibridación [37] es del 100 %, es decir, que la relación entre el calor aportado por el bloque solar y el calor aportado al ciclo de potencia es el mismo, y que por tanto, la transferencia de calor que se produce es completa y sin pérdidas.

## 4 Configuración del campo solar

En el siguiente capítulo se explicará la configuración del campo solar, así como las hipótesis y datos que se han tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos del múltiplo solar.

En primer lugar, se establecerá el lugar donde está situada la central solar junto con los ángulos solares que son necesarios para el cálculo de la radiación solar directa. A continuación, se realizará un balance energético mediante el cual se calculará la potencia útil que absorbe el termofluido a su paso por los colectores y la configuración de los colectores que forman un lazo. Por último, se calculará tanto el múltiplo solar para cada tamaño de la central y su correspondiente LCOE.

### 4.1 Emplazamiento y punto de diseño

El emplazamiento de la central de la cual se ha realizado la optimización del múltiplo solar se sitúa en la Plataforma Solar de Almería (PSA). Para ello se han obtenido los datos de latitud y longitud del emplazamiento. Para el cálculo de los ángulos solares y el cálculo la radiación normal directa final, se va a tomar como hipótesis que el punto de diseño no es otro que el solsticio de verano a las 12:00 hora solar.

Cuadro 2: Parámetros para el punto de diseño de una central de 50MWe en PSA

Radiación solar directa [W/m <sup>2</sup> ]	800
Longitud [°]	2° 21' 19.°
Latitud [°]	37° 05' 27,8"N
Altitud [m]	366
Ángulo cenital [°]	13° 51' 18"
Ángulo azimutal [°]	10° 42' 46.8"
Temperatura media del ambiente [°C]	25
Velocidad del viento [m/s]	5
Ángulo de incidencia para una horientación norte-sur [°]	13° 39' 14.4"

Los datos referentes a las condiciones climáticas, tales como la velocidad del viento o radiación solar, se han extraído de una posición aproximada de la Plataforma Solar de Almería [38] [39]. Para dicha zona, se ha obtenido que la radiación normal directa es de unos 800 W/m<sup>2</sup> según la JRC European Commission [40]. Para un estudio más exacto habría que tener los datos de radiación a lo largo de todo un día, ya que esta varía notablemente.

Por otro lado, los ángulos solares han sido obtenidos mediante las siguientes expresiones básicas [9]:

- Ángulo cenital

$$\theta_z(\delta, \phi, \omega) = \text{acos}(\cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) + \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi)) \quad (9)$$

donde  $\delta$  es la declinación,  $\phi$  es la latitud y  $\omega$  es la hora solar.

- Ángulo azimutal

$$\gamma_s(\delta, \phi, \omega) = C_1 \cdot C_2 \cdot \text{asen}\left(\frac{\text{sen}(\omega) \cdot \cos(\delta)}{\text{sen}(\theta_z)}\right) + C_3 \cdot \frac{(1 - C_1 \cdot C_2)}{2} \quad (10)$$

donde  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  son constantes que valen 1 o -1 dependiendo de la siguiente forma de la latitud, hora solar y declinación:

$$C_1 = \begin{cases} 1, & \text{si } |\omega| \leq \omega_{ew} \\ -1, & \text{si } |\omega| > \omega_{ew} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 1, & \text{si } (\phi - \delta) \geq 0 \\ -1, & \text{si } (\phi - \delta) < 0 \end{cases}$$

$$C_3 = \begin{cases} 1, & \text{si } |\omega| \geq 0 \\ -1, & \text{si } |\omega| < 0 \end{cases}$$

donde  $\omega_{ew}$  es la hora en la que el Sol está en el este o bien en el oeste

- Ángulo de incidencia

$$\cos(\theta) = \cos(\delta) \cdot \sqrt{\text{sen}^2(\omega) + (\cos(\omega) \cdot \cos(\phi) + \tan(\delta) \cdot \text{sen}(\phi))^2} \quad (11)$$

El ángulo de incidencia se ha calculado para una orientación norte-sur. Esto se debe principalmente a las fluctuaciones del Sol a lo largo del año, ya que para dicha orientación se consiguen unos niveles de radiación más estables a lo largo del año en comparación a una orientación este-oeste con el que el pico de radiación sería mayor junto con su desnivel comparando invierno con verano como ya se ha comentado anteriormente.

Este ángulo de incidencia se calcula debido a que los datos de radiación que se tienen para dicha zona se realizan para una superficie completamente horizontal, lo que lleva a errores de cálculo. Para ello se utiliza el modificador del ángulo de incidencia específico para el colector Eurotrough (Ecuación 12).

$$K(\theta) = \cos(\theta) - 2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2 - 5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta \quad (12)$$

## 4.2 Configuración de los colectores y lazos

Los colectores cilindro-parabólicos serán los encargados de reflejar la radiación hacia el tubo absorbedor. Cada reflector está a su vez compuesto por múltiples espejos de manera que la superficie de captación sea lo suficientemente grande para reflejar la máxima radiación posible.

Dichos reflectores se sitúan sobre una estructura que mantiene la alineación óptica con el Sol, y la que finalmente determina el tipo de colector que utiliza cada campo solar [41].

Para este estudio se han utilizado colectores EuroTrough, colectores desarrollados con el concepto de una caja que se mueve alrededor de un eje de rotación y que mejora las características de sus predecesores el LUZ LS-2 y el LUZ LS-3.

Dentro del mismo colector EuroTrough se encuentran los modelos de 100 y 150, que se corresponden con su longitud. Ha sido este último el modelo final empleado para la optimización tal y como se realiza en [1]. Cada colector está compuesto de una docena de módulos que contienen los espejos y cuya longitud es de 11.9m.

En cuanto a la configuración de los lazos y la conexión entre los distintos colectores se ha establecido tal y como se dispone en la ingeniería actual para centrales de colectores cilindro parabólicos. Cada bucle consiste en 4 colectores ET-150 dispuestos en dos filas paralelas de dos colectores cada una, con lo que la longitud final de cada lazo es de unos 600m.

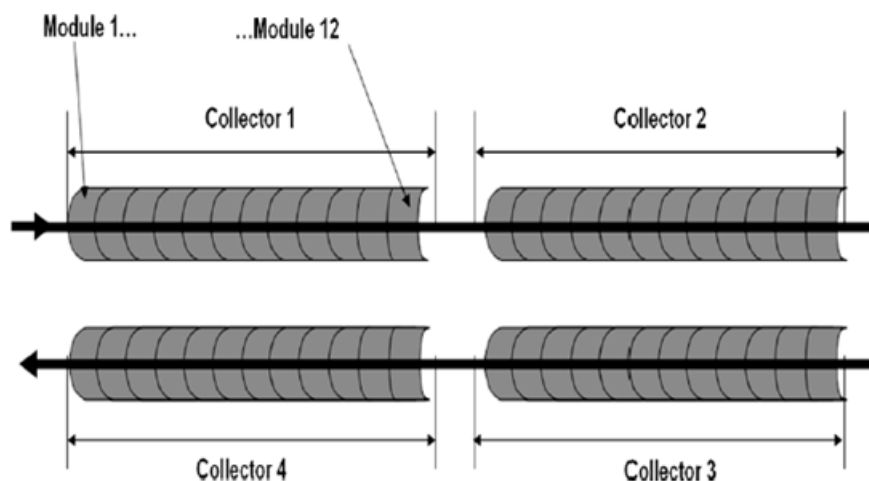


Figura 25: Esquema de la configuración de un bucle [1]

Visualmente el campo se divide en dos secciones que quedan separadas por el bloque de potencia. Cada sección contiene en sí un par de tuberías, una caliente y otra fría, que van desde el bloque de potencia hasta cada bucle de colectores. Una vez circula por el lazo, el termofluido regresa por la tubería caliente sumándose a su vez la energía aportada por el resto de colectores. Como normalmente los campos solares suelen situarse en una orientación norte-sur, las tuberías quedan dispuestas a lo largo del eje este-oeste como se puede observar en la Figura 26.

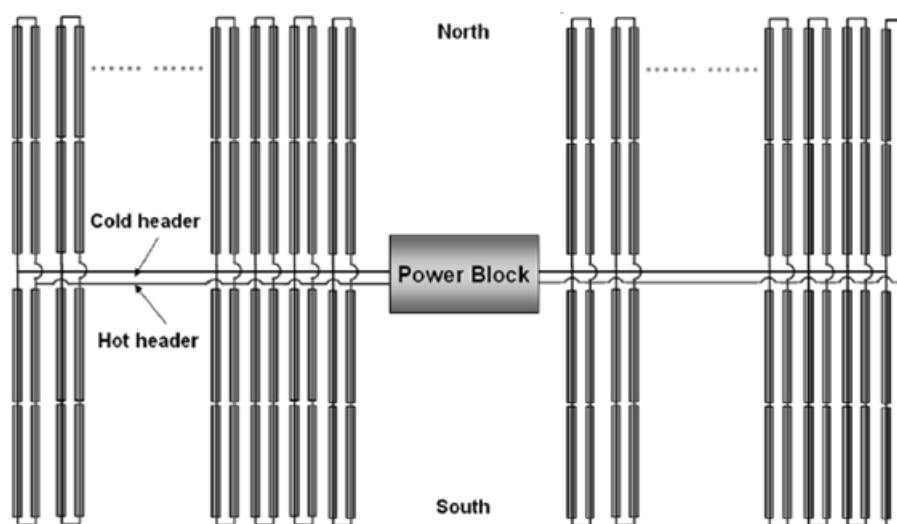


Figura 26: Esquema de la vista de planta del campo solar de CCP [1]

A continuación, se pueden observar las características principales del colector que fueron cuidadosamente obtenidos [42] y recopilados en [1]; también las características de los lazos necesarias para el cálculo de la energía obtenida por cada colector [43]. También se ha completado con las características de los tubos Schott. [44].

Cuadro 3: Parámetros geométricos y ópticos para el lazo del colector Eurothough

<b><i>Parámetros ópticos para el colector ET-150</i></b>	
Factor de interceptación	0.92
Reflectividad de los espejos	0.92
Transmisividad del vidrio	0.945
Absorbidad del tubo	0.94
Rendimiento óptico pico	0.75
Emisividad del tubo absorbedor	$0,04795 + 0,0002331 \cdot T(^{\circ}\text{C})$
Emisividad del tubo de vidrio	0.055
<b><i>Parámetros geométricos para los lazos del colector</i></b>	
Diámetro exterior del tubo absorbedor [m]	0.07
Diámetro interior del tubo absorbedor [m]	0.065
Diámetro exterior del tubo de vidrio [m]	0.115
Diámetro interior del tubo de vidrio [m]	0.109
Número de colectores por lazo	4
Número de módulos por colector	12
Longitud de cada módulo [m]	12.27
Área eficaz de apertura de cada colector [m <sup>2</sup> ]	817.5
Apertura del colector [m]	5.77
Distancia focal [m]	1.71
Longitud de cada colector [m]	148.5
Longitud de separación entre colectores [m]	17.5

### 4.3 Descripción del fluido de trabajo y el sistema de tuberías

El termofluido que se emplea y que será el encargado de recoger la energía que transmiten los colectores a la tubería es el Therminol VP-1. Este aceite sintético debe mantenerse por encima de los  $12^{\circ}\text{C}$  para evitar su congelación, incluidos los periodos en los que no se registren radiación solar. Una de las principales ventajas del Therminol es que funciona correctamente hasta los  $400^{\circ}\text{C}$ , por lo que se puede tener un incremento de temperatura aceptable que en este caso será de  $100^{\circ}\text{C}$ ; pasando de 293 cuando el aceite entra el bucle y llegando hasta los  $393^{\circ}\text{C}$  a la salida de este.

El termofluido fluye a través de un sistema de tuberías gracias a la actuación de dos bombas situadas en la cabecera de las tuberías. Estas bombas mantienen en todo el circuito la presión por encima de los 14 bar para evitar evaporaciones instantáneas (la presión de vapor del Therminol a  $400^{\circ}\text{C}$  es de aproximadamente 11 bar, como se puede ver en las propiedades del Therminol-VP1, documento anexo a este trabajo). De cara al cálculo, este par de bombas no se van a tener en cuenta, al contrario que las bombas de los feedheaters y el condensador.

Los sistemas de tuberías de los campos solares son diseñados de cara a mantener la velocidad del fluido constante a través del campo solar. Esto implica un tubo de diámetro distinto cada vez que el flujo másico varíe. Actualmente suele haber un número limitado de diámetros que dependen del tamaño de la central y que va de 3 a 4. Los diámetros comunes y comercialmente más usados son los de 10", 16" y 24" [45].

### 4.4 Almacenamiento térmico

El almacenamiento térmico es un método para "guardar" y acumular la energía en el que se aprovecha el calor, ya sea elevando o disminuyendo la temperatura de un compuesto, o cambiando de fase a dicho/s elemento/s. Esto se puede realizar mediante calor latente o calor sensible.

El calor latente representa la energía que se requiere para realizar el cambio de estado de una sustancia. Por el contrario, el calor sensible es la energía necesaria para producir un incremento de temperatura en dicha sustancia.

Aunque el método del calor latente tiene grandes ventajas sobre el de calor sensible, en la práctica este último es más sencillo ya que el calor latente conlleva grandes cambios volumétricos en la sustancia. Existen diferentes métodos de sistemas SH-TES (almacenamiento de energía térmica de calor sensible) como los tanques con líquidos, lecho de rocas o las sales fundidas, siendo estos últimos los métodos que normalmente se emplean en centrales solares de colectores cilindro-parabólicos.

Principalmente, un sistema de almacenamiento térmico ha de tener una alta densidad energética del medio de almacenamiento, una buena tasa de transferencia térmica entre el fluido calorífero del campo solar y el medio del almacenamiento,

una reversibilidad completa para un gran número de ciclos de carga o descarga del proceso y bajas pérdidas térmicas, energéticas y exergéticas.

La aplicación de este sistema es simple: complementar o sustituir la irradiación solar en transitorios imprevistos y prorrogar el funcionamiento de la central en horas de no insolación. Ambos objetivos presentan, aunque parecidos, son técnicamente distintos ya que en la prórroga el almacenamiento térmico se descargará mientras que en las horas de radiación se cargará. Por el contrario, en el almacenamiento transitorio, en la descarga, la velocidad de respuesta ha de ser mayor. [46]

Previo a 2010, no era común la utilización de sistemas de almacenamiento de la energía (exceptuando algunos casos), pero como se ha mencionado, es necesario el uso de cierta energía tanto para evitar la congelación del aceite térmico como para poder prorrogar el funcionamiento del ciclo de potencia o responder ante periodos momentáneos de no insolación.

En este caso, al igual que en Andasol-1, se analizará el campo solar como si dispusiese de almacenamiento térmico ya que para este caso particular se supone que la central solar no se hibrida con combustibles fósiles.

## 4.5 Análisis energético del colector cilindro-parabólico

A continuación, se realizará un balance energético de un colector cilindro-parabólico para determinar la energía que aporta un campo solar y con el objetivo final de calcular el múltiplo solar. Para ello, se analizará la fuente de energía solar a la que se le restarán todas las pérdidas atribuibles: las pérdidas geométricas, pérdidas térmicas y pérdidas ópticas.

### • Potencia térmica solar

Como se ha mencionado anteriormente, la potencia térmica solar variará dependiendo de las condiciones climatológicas en las que se encuentre el emplazamiento. Además, se debe tener en cuenta que, al ser un sistema óptico, sólo se debe tener en cuenta la radiación directa y no la dispersa.

La potencia térmica solar resultante no es más que el producto de la radiación directa, denotada por las siglas DNI (Direct Normal Irradiation o radiación normal directa) y expresada en W/m<sup>2</sup>, por la superficie perpendicular del colector también denominada área de apertura.

$$Q_{\text{absorbido\_Sol}} = DNI \cdot A_{\text{aper}} \quad (13)$$

donde  $A_{\text{aper}}$  es el área de apertura del colector cilindro-parabólico



- **Potencia perdida óptica**

De la energía solar directa que incide sobre los espejos y la tubería, sólo una parte llega a ser absorbida por el termofluido. Estas pérdidas ópticas se originan principalmente porque:

- 1- Los espejos no son reflectores perfectos, sino que tienen un rendimiento al que se le denota como reflectividad ( $\rho$ ), hecho que provoca que no todos los rayos se reflejen.
- 2- El tubo absorbente tampoco es un absorbedor perfecto, con lo que una parte de la energía que absorba el tubo no llegará al fluido. Dicha propiedad se denomina absorptividad ( $\alpha$ ).
- 3- El tubo de vidrio que protege y recubre al tubo absorbedor no es completamente transparente por lo que parte de la radiación reflejada por los espejos y que llega al cristal, será absorbida y reflejada. Se denomina a esta propiedad transmisividad ( $\tau$ ).
- 4- Por último, se atribuye también el factor de interceptación ( $\gamma$ ), el cual representa todas las imperfecciones, posibles errores de posicionamiento o errores en la estructura derivados de la acción del viento.

Todos estos parámetros toman valores entre 0 y 1, y tomándolos como conjunto se puede definir el rendimiento óptico:

$$\eta_{opt} = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \gamma$$

Se debe resaltar que todos estos parámetros dependen del ángulo de incidencia, y que los suministradores de los tubos, espejos y colectores proporcionan los valores para un ángulo de incidencia nulo, por tanto, el rendimiento que se obtenga con el producto de los parámetros será el máximo rendimiento óptico alcanzable.

Se debe también hablar del factor de limpieza o ensuciamiento que cuantifica y que hace que las superficies no trabajen como lo harían si estuvieran a estrenar. Debido a que dichas superficies no estarán perfectamente limpias se tomará a la hora del estudio un factor de limpieza del 95 %, valor que es habitual para las simulaciones.

Finalmente, con este último parámetro, se puede expresar el rendimiento óptico final de las pérdidas ópticas como el producto del rendimiento pico por dicho factor y así poder calcular dichas pérdidas.

$$\eta_{opt\_final} = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \gamma \cdot F_{limp} \quad (14)$$

- **Potencia perdida geoméricamente**

Las pérdidas geométricas se dividen principalmente en dos grupos: las que son inherentes al colector y las debidas a la posición relativa entre filas de colectores. Ambas dependen directamente del ángulo de incidencia. Las pérdidas inherentes al colector están causadas porque los colectores tienen seguimiento en un solo eje, lo que conlleva a que una parte final del tubo absorbedor no reciba radiación procedente de los espejos. Estas pérdidas ya han sido tenidas en cuenta por el fabricante, que como se ha mencionado antes, ya otorga un área efectiva del colector inferior al producto del ancho de la parábola por la longitud del colector.

Las pérdidas debidas a la posición relativa entre filas de colectores se deben principalmente a las sombras que se provocan entre hileras. Para ello se introduce el modificador de incidencia  $K(\theta)$  mencionado anteriormente, que tiene en cuenta todas las pérdidas que ocurren para un ángulo de incidencia mayor que 0. Dicho modificador también es facilitado por el fabricante y es específico para cada colector.

Las grandes sombras únicamente se producen durante las horas de orto y ocaso, cuya consecuencia es la reducción del área de los colectores lo que conlleva a una no ganancia de potencia. Este hecho puntual se refleja con un parámetro denominado factor de sombras. Este parámetro tiene en cuenta las sombras que se provocan entre filas de colectores y puede expresarse como [20]:

$$F_{sombras} = |\cos(\rho)| \cdot \frac{d_{sep}}{\omega} \quad (15)$$

donde  $\rho$  es el ángulo de seguimiento solar,  $d_{sep}$  la distancia de separación entre filas de colectores y  $\omega$  la apertura del colector.

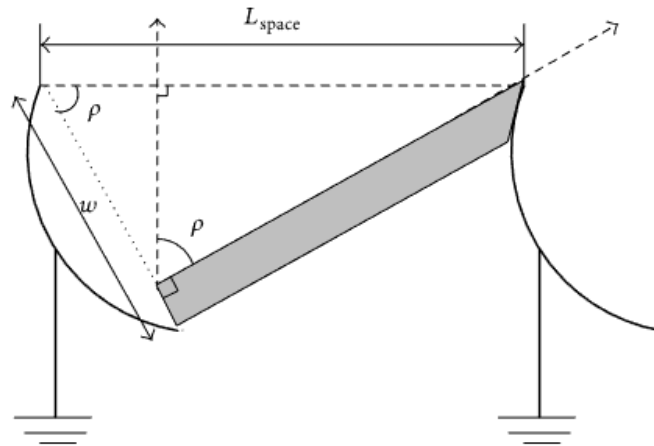


Figura 27: Esquema de la sombra que provoca un colector sobre otro de una fila paralela [20]

Dichas sombras podrían eliminarse aumentando la distancia de separación entre colectores, sin embargo, esto conllevaría un aumento de los costes ya

que tendría que aumentarse la superficie del terreno, aumento en la longitud de las tuberías, aumento del volumen del termofluido e incluso un aumento en las pérdidas de carga de este.

A la hora del cálculo, este factor no influirá en el resultado debido a que la optimización se realiza en el punto diseño, hora a la que las sombras que se producen son nulas.

Por otro lado, se encuentra el factor de pérdidas por final de colector; estas pérdidas se producen en los bordes del colector cuando la luz del Sol se refleja en el colector y este rayo saliente no alcanza una parte de la longitud del tubo absorbedor como se puede observar en Figura 28

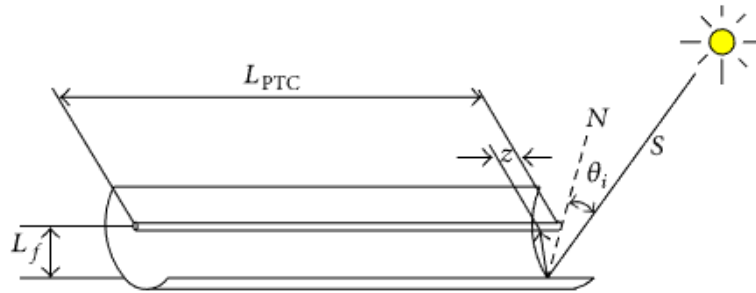


Figura 28: Esquema de la sombra que provoca un colector sobre otro de una fila paralela [20]

Con lo cual, el rendimiento o factor de pérdidas por final de colector se puede expresar como [20]:

$$F_{final} = 1 - \frac{d_f \cdot \tan(\theta)}{L_{colec}} \quad (16)$$

donde  $d_f$  es la distancia focal,  $\theta$  es el ángulo de incidencia y  $L_{colec}$  es la distancia del colector.

Este último parámetro se va a despreciar ya que prácticamente alcanza la unidad. Entonces, podemos definir el rendimiento de pérdidas geométricas como:

$$\eta_{geom} = K(\theta) \cdot F_{sombras} \cdot F_{final} \quad (17)$$

#### • Potencia perdida térmicamente

Las pérdidas térmicas se tienen en el sistema de tubos (tubo absorbedor y tubo de vidrio). La mayor parte de estas pérdidas se debe principalmente a la convección que existe entre el ambiente y el tubo de vidrio, sin embargo, también es importante el estudio de las pérdidas por radiación de la cubierta de vidrio al cielo abierto, o de la superficie del tubo absorbedor al tubo de vidrio e incluso las pérdidas por conducción a través de la estructura metálica que sostiene el sistema de tubos.

Para analizar y cuantificar dichas pérdidas se va a realizar un balance de energía en estado estacionario entre el tubo receptor y el ambiente. Para realizar dicho balance se van a tener en cuenta las siguientes hipótesis:

- 1- La radiación solar directa es uniforme a lo largo del perímetro del tubo absorbedor e incide por igual a lo largo del tubo.
- 2- La temperatura del ambiente y la del cielo abierto se consideran iguales.
- 3- La absorción de la cubierta de vidrio es despreciable.
- 4- La temperatura de la pared externa e interna del vidrio se consideran iguales.
- 5- El flujo de calor que se produce por conducción del tubo receptor a los soportes de la estructura se considera nulo comparado con las demás pérdidas térmicas.
- 6- La temperatura del tubo absorbedor se considera superior en  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a la temperatura del fluido, que será la media entre la entrada y la salida.
- 7- El viento siempre está presente y tiene una velocidad de  $5\text{ m/s}$  (Tabla 2), por lo que existe convección forzada a lo largo del tubo de vidrio.
- 8- Entre el tubo de cristal y la pared externa del tubo absorbedor existe vacío, por lo que no existe convección interna.
- 9- La temperatura interna y externa del tubo absorbedor se consideran iguales.
- 10- El sistema de tubos se considera como cilindros concéntricos largos cuyas superficies son grises y difusas.

Teniendo en cuenta las hipótesis realizadas junto con las condiciones de contorno de las que se disponen, se obtiene el circuito térmico representado en la Figura 29. Dicho circuito se puede representar también mediante un esquema (Figura 30). Entonces, la incógnita para calcular las pérdidas será la temperatura del tubo de vidrio.

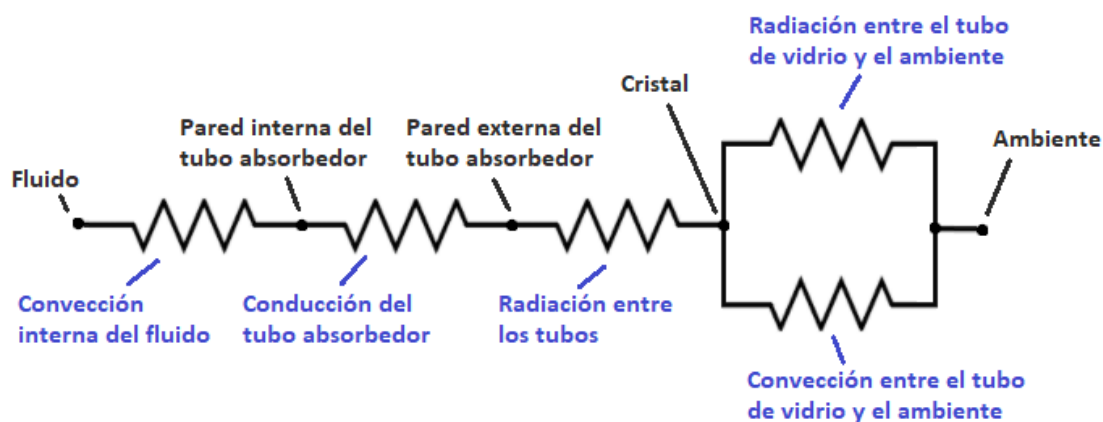


Figura 29: Circuito térmico del sistema receptor resultante tras las hipótesis

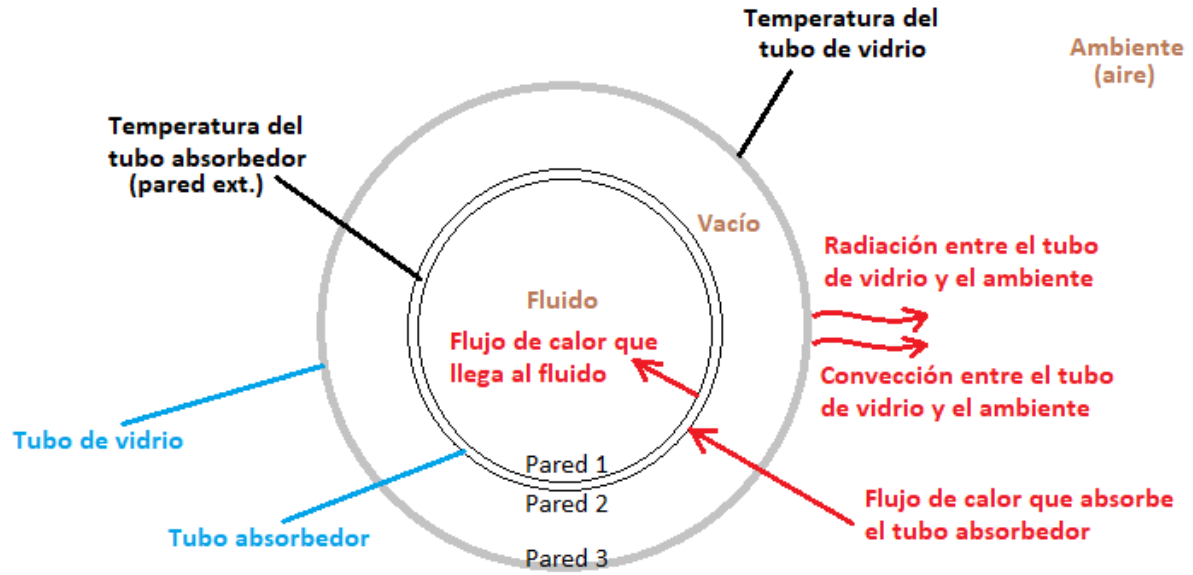


Figura 30: Esquema del sistema receptor

Observando los flujos de calor que se muestran en la figura anterior y aplicando el principio de conservación de la energía a cada una de las superficies de los tubos se obtienen las siguientes expresiones.

Pared 1:

$$\dot{q}_{conv\_fl} = \dot{q}_{1-2\_cond} \quad (18)$$

donde  $\dot{q}_{conv\_fl}$  es el flujo de calor debido a la convección del fluido y  $\dot{q}_{1-2\_cond}$  es el flujo de calor que se transmite a través de conducción en el tubo absorbedor. Por lo tanto, el flujo de calor que recibe el fluido es el mismo que el que se transmite por conducción a través del tubo absorbedor.

Pared 2:

$$\dot{q}_{abs} = \dot{q}_{1-2\_cond} + \dot{q}_{2-3\_rad} + \dot{q}_{soportes\_cond} \quad (19)$$

donde  $\dot{q}_{abs}$  es el flujo de calor que absorbe la superficie del tubo absorbedor, que a su vez es la suma del flujo de calor por conducción del propio tubo ( $\dot{q}_{1-2\_cond}$ ) y flujo de calor por radiación entre la pared externa del tubo absorbedor y la pared del tubo de vidrio. Como se mencionaba en las hipótesis se ha despreciado el flujo de calor que se produce por conducción hacia los soportes ( $\dot{q}_{soportes\_cond}$ ).

Pared 3:

$$\dot{q}_{2-3\_rad} = \dot{q}_{3\_cond} ; \dot{q}_{3\_cond} = \dot{q}_{3-\infty\_conv} + \dot{q}_{3-\infty\_rad} \quad (20)$$

Como se mencionaba en la *Hipótesis 4*, la temperatura del vidrio en ambas caras se va a suponer la misma por lo que no hay resistencia de conducción, lo que conlleva a que el flujo por radiación entre los tubos ( $\dot{q}_{2-3\_rad}$ ) sea igual

a el flujo de calor por convección ( $\dot{q}_{3-\infty_{conv}}$ ) y radiación ( $\dot{q}_{3-\infty_{rad}}$ ) entre el ambiente y el tubo de vidrio.

Entonces, combinando la Ecuación 19 y la Ecuación 20 se puede obtener una expresión que contemple tanto la potencia que finalmente recoge el termofluido y las pérdidas térmicas (Ecuación 21). Como se mencionaba anteriormente, el flujo de calor útil  $\dot{q}_{util}$  será el mismo que el calor que se transmite por conducción en el tubo absorbedor  $\dot{q}_{1-2_{cond}}$ .

$$\dot{q}_{abs} = \dot{q}_{util} + \dot{q}_{2-3_{rad}} \rightarrow \dot{q}_{abs} = \dot{q}_{util} + \dot{q}_{3-\infty_{conv}} + \dot{q}_{3-\infty_{rad}}$$

Por lo tanto:

$$\dot{q}_{util} = \dot{q}_{abs} - \underbrace{(\dot{q}_{3-\infty_{conv}} + \dot{q}_{3-\infty_{rad}})}_{\text{pérdidas térmicas}} \quad (21)$$

Como se ha mencionado, para calcular las pérdidas se necesita la temperatura de la cubierta de vidrio, ya que es necesaria para el cálculo del coeficiente convectivo y las pérdidas debidas a la radiación. Para obtener dicha temperatura se iterará con la última ecuación del balance energético (Ecuación 20) que relaciona la radiación entre los tubos y las pérdidas térmicas, que desglosada queda de la siguiente forma:

$$\dot{q}_{2-3_{rad}} = \dot{q}_{3-\infty_{conv}} + \dot{q}_{3-\infty_{rad}}$$

$$\frac{\sigma \pi D_{ext_{vid}} L_{col} (T_{abs}^4 - T_{vid}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1 - \varepsilon_{vid}}{\varepsilon_{vid}} \cdot \frac{r_{ext_{abs}}}{r_{int_{vid}}}} = h \pi D_{ext_{vid}} L_{col} (T_{vid} - T_{amb}) + \sigma \varepsilon_{vid} \pi D_{ext_{vid}} L_{col} (T_{vid}^4 - T_{amb}^4)$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $D_{ext_{vid}}$  es el diámetro exterior del tubo de vidrio,  $T_{abs}$  es la temperatura del tubo absorbedor,  $T_{vid}$  es la temperatura del tubo de vidrio,  $\varepsilon_{vid}$  y  $\varepsilon_{abs}$  las emisividades de los tubos de vidrio y absorbedor respectivamente,  $h$  es el coeficiente convectivo y  $T_{amb}$  la temperatura del ambiente.

El primer término se corresponde con la radiación entre los tubos concéntricos; este ha sido extraído de [47] ya que es compatible con las hipótesis que se tienen. No obstante, se ha comprobado el resultado con la expresión normal de transferencia de calor por radiación entre dos superficies obteniéndose prácticamente el mismo resultado.

Para el cálculo del número de Nusselt referente al término convectivo, se utilizarán las correlaciones que proporciona también Incropera [47]. También se extraerán las propiedades del aire.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{ext_{vid}}} \quad (22)$$

donde  $Nu$  es el número de Nusselt y  $k$  es la conductividad térmica del fluido.

Para dicho cálculo cabe destacar que se ha elegido como condición convección forzada y no natural de cara a tener mayores pérdidas y así obtener el caso más desfavorable de manera que se obtenga una optimización real. Por tanto, se utiliza la correlación de Hilper en la que se relaciona el número de Nusselt con Reynolds y Prandtl para convección forzada sobre un cilindro horizontal (Ecuación 23).

$$Nu = C \cdot Re^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

donde  $C$  y  $m$  son constantes que se corresponden con el valor del número de Reynolds ( $Re$ ) como se puede observar en Tabla 4.  $Pr$  por su parte es el número de Prandtl.

El número de Reynolds y Prandtl se calcula con las propiedades del aire que se tienen a una temperatura de película, que en este caso será la media entre la temperatura ambiente (25°C) y la temperatura supuesta del tubo de vidrio [48]. Nótese que esta temperatura cambiará en cada iteración y que por tanto las propiedades del aire también lo pueden hacer.

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{viento} \cdot D_{ext.vid}}{\mu} \quad (24)$$

donde  $\rho$  es la densidad del aire,  $v_{viento}$  es la velocidad del viento,  $D_{ext.vid}$  es el diámetro exterior del tubo de vidrio y  $\mu$  es la viscosidad dinámica.

Cuadro 4: Valor de las constantes relacionadas con el número de Nusselt para convección sobre cilindro en flujo cruzado

<i>Reynolds</i>	<i>Cte. C</i>	<i>Cte. m</i>
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

El número de Prandtl ( $Pr$ ) relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento con la velocidad de difusión del calor:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (25)$$

donde  $C_p$  es el calor específico a presión constante,  $\mu$  es la viscosidad dinámica del aire y  $k$  es la conductividad del aire.

Una vez calculado el coeficiente de convección en primera estancia, se calcula y comprueba la temperatura del vidrio nueva y se repite este proceso hasta que la solución converja.

Finalmente, obteniéndose la temperatura de la cubierta de vidrio se pueden estimar las pérdidas térmicas que tiene cada colector solar.

Dichos cálculos, al igual que el múltiplo solar y el precio de la energía anual por hora, se han desarrollado mediante MATLAB que figura como anexo a este documento.

- **Potencia útil**

Disponiendo entonces de las condiciones de contorno (condiciones ambientales y ángulo de incidencia) y los parámetros tanto ópticos como geométricos del colector, se puede estimar la potencia útil que va a absorber el termofluido:

$$\begin{aligned}
 Q_{util} &= Q_{absorbida} - Q_{perdida} \\
 Q_{util\_colec} &= (DNI \cdot A_{aper} \cdot \eta_{opt\_final} \cdot \eta_{geom}) - Q_{perdida} \\
 Q_{util\_colec} &= (DNI \cdot A_{aper} \cdot \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \gamma \cdot F_{limp} \cdot K(\theta) \cdot F_{sombras} \cdot F_{final}) - Q_{perdida} \quad (26)
 \end{aligned}$$

donde  $Q_{perdida}$  corresponde a 
$$\frac{\sigma \pi D_{ext\_vid} \cdot L_{colec} \cdot (T_{abs}^4 - T_{vid}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1 - \varepsilon_{vid}}{\varepsilon_{vid}} \cdot \frac{r_{ext\_abs}}{r_{int\_vid}}}$$

Dada entonces la potencia útil para un colector se puede estimar la potencia útil para un campo solar de colectores cilindro-parabólicos:

$$Q_{util} = n_{colec\_por\_bucle} \cdot n_{bucles} \cdot Q_{util\_colec} \quad (27)$$



## 5 Múltiplo solar y optimización económica

Como se ha mencionado con anterioridad, las instalaciones de energía termosolar presentan un hándicap a la hora de elaborar un diseño de cara a asegurar la demanda térmica, el de un posible sobredimensionamiento en el que se desperdicie la energía.

El múltiplo solar es un parámetro importante a la hora del diseño de la planta; este es el ratio entre la potencia solar térmica producida por el campo solar y la potencia requerida por el bloque de alimentación en las condiciones del punto de diseño. Esta última potencia térmica requerida es la que hace funcionar el ciclo a la potencia nominal.

$$MS_{\text{punto\_diseño}} = \frac{\dot{Q}_{\text{campo\_solar}}}{\dot{Q}_{\text{bloque\_potencia}}}\bigg|_{\text{punto\_diseño}} \quad (28)$$

En este caso el valor de la potencia del bloque de potencia será constante respecto de la potencia que aportará el campo solar que variará según el número de bucles de colectores cilindro-parabólicos.

Por tanto, el múltiplo solar proporciona una idea del sobredimensionamiento del campo solar respecto del bloque de potencia, como se puede comprobar en la Figura 31 [1].

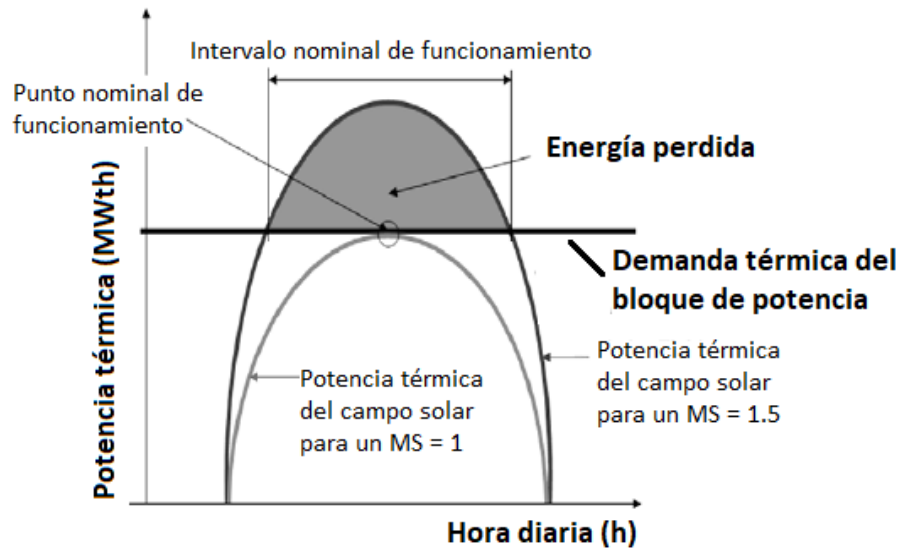


Figura 31: Producción de potencia térmica diaria para diferentes múltiplos solares [1]

La eficiencia y el coste de inversión dependen del múltiplo solar, siendo este último proporcional al valor del múltiplo solar en exceso de la unidad. Por lo que, para cada tipo de planta solar y de sistema de almacenamiento, será proporcional al valor  $MS - 1$  con tendencia algo por encima de la lineal, con un mayor coste de la instalación por unidad de superficie.

El sobredimensionamiento es por tanto necesario, y debe ser proporcional al tamaño térmico y volumétrico del almacenamiento ya que no se opera con frecuencia en el punto de diseño. Por otro lado, se podría diseñar un campo que asegurara la demanda mínima del bloque en todo momento, pero esto no resultaría económico ni recomendable, ya que si se diseña un campo solar para un día de invierno en las peores condiciones el resto del año resultaría un desperdicio[46].

Es por tanto necesario establecer un tamaño de campo de acuerdo a un parámetro que regule este desperdicio. En este caso, se utilizará el parámetro económico LCOE (Levelized Cost of Energy) que expresa el coste de producción de energía. Con ello se hallará el tamaño de bucles de colectores cilindro-parabólicos que proporcione el coste mínimo de energía. De esta forma, el campo solar quedará optimizado económicamente.

## 5.1 LCOE

El coste normalizado de la electricidad (LCOE) se define como la suma de los costes de la instalación que se producen durante su vida útil dividido entre el total de energía eléctrica producida. En este caso el coste normalizado será anual por lo que se tendrá en cuenta el coste anual de operarios y mantenimiento, y se empleará un factor anual para calcular la fracción proporcional del coste de inversión en un marco temporal anual.

La Ecuación 29 muestra la expresión empleada para el coste normalizado de la electricidad.

$$LCOE_{anual} = \frac{fcr \cdot C_{inversion} + C_{OM} + C_{comb}}{E_{anual}} \quad (29)$$

donde  $fcr$  es el factor anual (9,88 %),  $C_{inv}$  corresponde al coste de inversión,  $C_{OM}$  es el coste de operación y mantenimiento y  $C_{comb}$  es el coste de combustible que en este caso será nulo debido a que se está considerando una central solar sin hibridación. En cuanto a  $E_{anual}$ , es la energía neta que se ha producido a lo largo del año.

Los datos de energía anual neta son presentados en la siguiente tabla, proveniente de [1] que es la media de las energías anuales netas que se contemplan en dicho documento, referentes al tamaño del campo solar, es decir, al número de lazos.

Cuadro 5: Energía anual neta producida para cada tamaño de campo solar

<b><i>Número de bucles y energía anual media producida(MWe)</i></b>	
80 bucles	106.924
90 bucles	115.658
100 bucles	121.802
110 bucles	126.47
120 bucles	130.1

A continuación, se explicarán los costes y parámetros que se han debido calcular para hacer uso completo de la Ecuación 29. Para ello, se dispone de los siguientes datos relatados en [1] previamente obtenidos en [45] [49] [50]:

Cuadro 6: Datos de los costes para el análisis económico de la central solar de CCP

<b><i>Inversión</i></b>	
Coste específico del campo solar (€/m <sup>2</sup> )	206
Coste específico del bloque de potencia (€/kWe)	700
Coste específico del precalentador (€/kWe)	1.54
Coste específico del evaporador (€/kWe)	10.45
Coste específico del superheater (€/kWe)	1,625
Coste específico del recalentador (€/kWe)	4,221
Coste específico del terreno (€/m <sup>2</sup> )	2
Sobrecoste por construcción, ingeniería y contingencias (%)	20
<b><i>Operación y mantenimiento</i></b>	
Salario anual por empleado (€)	48000
Número de personas dedicadas a la operación	30
Número de personas dedicadas al mantenimiento	10
Porcentaje adicional de operación y mantenimiento anual (%)	1

Los costes de inversión serán iguales de cara al múltiplo solar exceptuando el coste del campo solar que aumentará según lo haga el número de bucles de colectores. Se tomarán, por tanto, en cuenta los datos de la Tabla 3 referentes al espacio que ocupa un colector cilindro-parabólico (Ecuación 30 y Ecuación 31).

Por su parte, los costes específicos de inversión referentes a los equipos térmicos se multiplicarán por la energía neta de la planta, que en este caso son 50MWe, obteniéndose el coste en € (Ecuación 32).

Los sobrecostes por construcción, ingeniería y contingencias se añadirán en el mismo cálculo de los costes de inversión.

$$C_{c.solar} = c_{solar} \cdot A_{lazos} \quad (30)$$

donde  $C_{c.solar}$  es el coste en € del campo solar,  $c_{solar}$  el coste específico del campo solar (€/m<sup>2</sup>) y  $A_{lazos}$  es el área que ocupa el campo solar según el número de bucles que tenga dicho campo.

$$C_{terreno} = c_{terreno} \cdot (A_{lazos} + A_{bloque.p}) \quad (31)$$

donde  $C_{terreno}$  es el coste del terreno en €,  $c_{terreno}$  es el coste específico del terreno expresado en €/m<sup>2</sup> y  $A_{bloque.p}$  es el área que ocupa el bloque de potencia, cuya dimensión se ha obtenido mediante la medición del bloque de potencia de Andasol-1 con la ayuda de una aplicación vectorial y *Google Maps* [51].

$$C_{equipos} = \dot{W}_{neta} \cdot (c_{preheat} + c_{reheat} + c_{evap} + c_{supheat} + c_{bloque.p}) \quad (32)$$

donde  $C_{equipos}$  es el coste en € de todos los equipos térmicos,  $c_{preheat}$  es el coste del precalentador,  $c_{reheat}$  es el coste del recalentador,  $c_{evap}$  es el coste del generador de vapor,  $c_{supheat}$  es el coste del calentador y  $c_{bloque.p}$  es el coste del bloque de potencia. Estos costes específicos están expresados en €/kWe.

Finalmente, los costes de inversión se obtienen tras la suma de estos costes anteriores más el sobrecoste por construcción, ingeniería y contingencias:

$$C_{inversion} = (1 + F_{cargas}) \cdot (C_{c.solar} + C_{terreno} + C_{equipos}) \quad (33)$$

En cuanto a los costes de operación, se ha empleado la siguiente expresión que atiende al número de personas que operan en la planta y a su respectivo sueldo. Además, se ha añadido el sobrecoste por el porcentaje de inversión anual en equipamiento como se observa en la Ecuación 34

$$C_{OM} = (1 + F_{equipm}) \cdot (n_{emple} \cdot c_{emple}) \quad (34)$$

donde  $n_{emple}$  es el número de empleados, tanto de operación como de mantenimiento,  $F_{equipm}$  es el porcentaje adicional de operación y mantenimiento anual y  $c_{emple}$  es el salario anual por empleado.

Finalmente, para hallar el coste total anual, se multiplica el coste de inversión por un factor anual y se suma al coste de operación y mantenimiento referente a un año obteniéndose  $C_{total\_anual}$ , que será distinto para cada múltiplo solar.

$$C_{total\_anual} = fcr \cdot C_{inversion} + C_{OM} \quad (35)$$

## 6 Resultados y conclusiones

A continuación se expondrán los resultados obtenidos tanto de la simulación del ciclo de potencia realizada con el software ThermoFlex, como de la simulación del campo solar y la optimización realizada con el código de MATLAB de la forma en la que se ha mencionado en las anteriores secciones.

### 6.1 Ciclo Rankine

En la siguiente figura se puede observar el esquema total del ciclo de Rankine propuesto. Dicho esquema se puede apreciar con más detalle en el Anexo 1 de este trabajo.

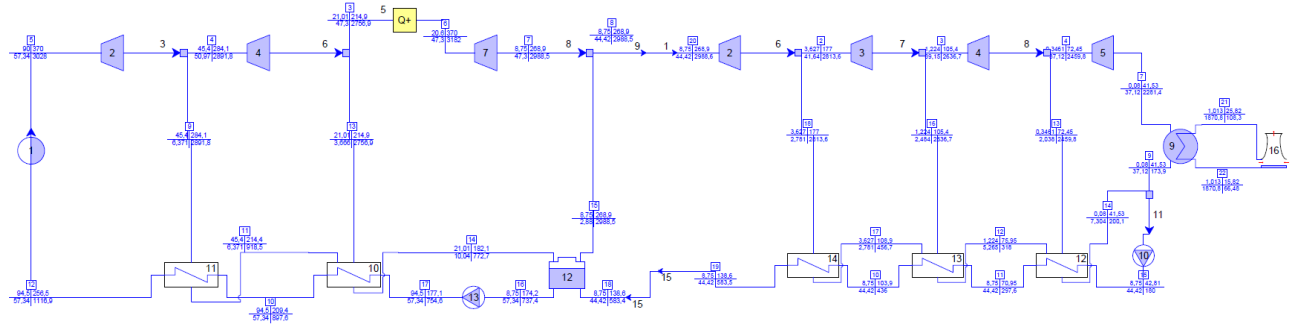


Figura 32: Esquema del ciclo Rankine extraído de ThermoFlex

- **Flujo másico del agua.**

Una vez realizado el diseño final del ciclo de potencia, obtener el flujo másico de agua es sencillo. Para un flujo másico inicial se obtendrá una potencia neta inicial. Esta relación será directamente proporcional a la potencia neta final que se desea, en este caso 50MWe, con lo que se puede obtener directamente el flujo másico final que se debe tener en el ciclo para obtener dicha potencia neta.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{W}_{neta} \cdot m'}{\dot{W}'} \quad (36)$$

donde  $m'$  es el caudal másico otorgado aleatoriamente,  $\dot{W}'$  es la potencia neta que se obtiene con dicho caudal másico y  $\dot{W}_{neta}$  es la potencia neta que se desea.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{50MWe \cdot m'}{\dot{W}'}; \quad \dot{m}_{agua} = 57,34 \text{ kg/s}$$

Con lo que para que se obtenga una potencia neta de 50MWe, con el ciclo de vapor propuesto, se debe alimentar dicho ciclo con un gasto másico de 57,34 kg/s, que viene a ser un caudal másico de 206.424 kg por cada hora.

- Estados del ciclo Rankine

Una vez calculado el flujo másico total se pueden obtener los distintos flujos que se extraen en los sangrados y el resto de propiedades que dependan de este. Así pues se presentan los distintos estados del ciclo en la [tabla tal] cuya numeración de los estados está acorde a la Figura 23.

Cuadro 7: Estados del ciclo Rankine

<i>Estados del ciclo Rankine</i>				
Número	Gasto másico (kg/s)	Presión (bar)	Propiedad termofísica	
			Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)
1	37.12	0.08	41.53	173.9
2	44.42	8.75	42.81	180
3	44.42	8.75	70.95	297.6
4	44.42	8.75	103.9	436
5	44.42	8.75	138.6	583.5
6	57.34	8.75	174.2	737.4
7	57.34	94.5	177.1	754.6
8	57.34	94.5	209.4	897.6
9	57.34	94.5	256.5	1116.9
10	57.34	90	370	370
11	6.371	45.4	284.1	2891.8
12	3.666	21.01	214.9	2756.9
13	47.3	21.01	214.9	2756.9
14	47.3	20.6	370	3182
15	2.88	8.75	268.9	2988.5
16	2.781	3.627	177	2813.6
17	2.484	1.224	105.4	2636.7
18	2.038	0.3461	72.45	2459.8
19	37.12	0.08	41.53	2281.4
20	7.304	0.08	41.53	200.1
21	5.265	1.224	75.95	318
22	2.781	3.627	108.9	456.7
23	10.04	21.01	182.1	772.7
24	6.371	45.4	214.4	918.5

Como se mencionó previamente, el agua no supera en el ciclo los 370°C debido a que el fluido térmico que recorre el campo solar (Therminol-VP1) no puede superar los 400°C porque se degradarían sus propiedades termofísicas. Es por ello que el ciclo Rankine de potencia tiene 6 regeneraciones.

- Potencias

A continuación, en la Tabla 8 se disponen los datos referentes a las potencias

proporcionadas o demandadas por los elementos más significativos del ciclo de potencia.

Cuadro 8: Potencias demandadas y proporcionadas por los componentes del circuito

Potencia térmica demandada por el generador de vapor (MWt)	114.1141
Potencia térmica demandada por el recalentador (MWt)	20.0917
Potencia térmica demandada total	134.2058
<b><i>Bombas</i></b>	
Potencia eléctrica demandada por la bomba 1-2 (kWe)	85.5
Potencia eléctrica demandada por la bomba 6-7 (kWe)	1055.9
Potencia eléctrica demandada por la refrigeración en el condensador (kWe)	335.7
<b><i>Cuerpos de la turbina</i></b>	
Cuerpo 10-11	7663.5
Cuerpo 11-12	6741.2
Cuerpo 14-15	8949.5
Cuerpo 15-16	7620.5
Cuerpo 16-17	7215.7
Cuerpo 17-18	6790.5
Cuerpo 18-19	6489.5
Potencia neta (Mwe)	50

En el dato referente a la potencia térmica demandada por el generador de vapor de la tabla anterior, ya se ha tenido en cuenta la eficiencia del 98 %, como se mencionó en Tabla 1.

Por otro lado, como se puede observar, el cuerpo de turbina que mayor potencia ofrece a la potencia neta es el paso 14 – 15 que corresponde a una de las mayores relaciones de presión que ofrece el circuito.

### • Rendimiento

Ya que se disponen de los datos de las entalpías y sangrados o de las potencias térmicas, se puede calcular el rendimiento de ambas formas.

Se va a emplear la Ecuación 7:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{total}} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{recal}} = \frac{50MWe}{134,2058MWt} = 37,26\%$$

Este valor del rendimiento es normal para una central que opera con un ciclo de potencia Rankine. También concuerda, al igual que el resto de resultados vistos en esta subsección, con [1]

## 6.2 Campo solar

A continuación se expondrán y analizarán los resultados acerca de la simulación del campo solar con el script de MATLAB, entre ellos, los tipos de pérdidas que existen, el gasto másico del termofluido y por supuesto, el múltiplo solar y el análisis económico.

Por otro lado, se estudiará como varía el múltiplo solar con la alteración de los parámetros que lo conforman.

- **Rendimientos óptico, geométrico y térmico**

En primer lugar, el rendimiento óptico final, aplicando la Ecuación 14:

$$\eta_{opt\_final} = \eta_{opt} \cdot F_{limp} = 0,75 \cdot 0,95 = 71,25 \%$$

siendo así, las pérdidas ópticas, las mayores pérdidas que conlleva la tecnología cilindro-parabólica como se observa en Figura 33.

En cuanto al rendimiento geométrico, puesto que no se ha tenido en cuenta ninguno de los factores mencionados anteriormente (sombras y final), únicamente el modificador del ángulo de incidencia, se tiene que:

$$\eta_{geom} = K(\theta)|_{\theta=13,4873} = 97,23 \%$$

Nótese que este sería el rendimiento que más variaría con respecto a los demás debido a que depende principalmente del ángulo de incidencia y de la posición del Sol, pues a una hora próxima al amanecer y al ocaso, e incluso otro día del año será muy bajo. Para este caso, en cambio, es fijo.

Finalmente, el rendimiento térmico se ha hallado con las pérdidas térmicas y sin tener en cuenta los tramos de tubería que no poseen espejos:

$$\eta_{term} = \frac{\dot{Q}_{absorbido} - \dot{Q}_{perdida\_term}}{\dot{Q}_{absorbido}} = 96,05 \% \quad (37)$$

donde los datos correspondientes a las potencias caloríficas están representados en la Tabla 9

El rendimiento global del colector cilindro parabólico entonces, sería el producto del óptico, geométrico y térmico:

$$\eta_{global} = \eta_{opt} \cdot \eta_{term} \cdot \eta_{geom} = 66,54 \% \quad (38)$$

Esta eficiencia es un poco más baja que la que se suele obtener para este tipo de colector, que suele ser cercana al 70 %.

El punto débil por tanto de este tipo de instalaciones, como ya se sabe, es la variación de la posición del Sol, ya que repercute directamente en el ángulo de incidencia que a su vez lo hace sobre las pérdidas ópticas y geométricas. Además, hay que tener en cuenta las condiciones climatológicas inesperadas que se puedan tener a lo largo de un día normal, que influye directamente en la radiación.



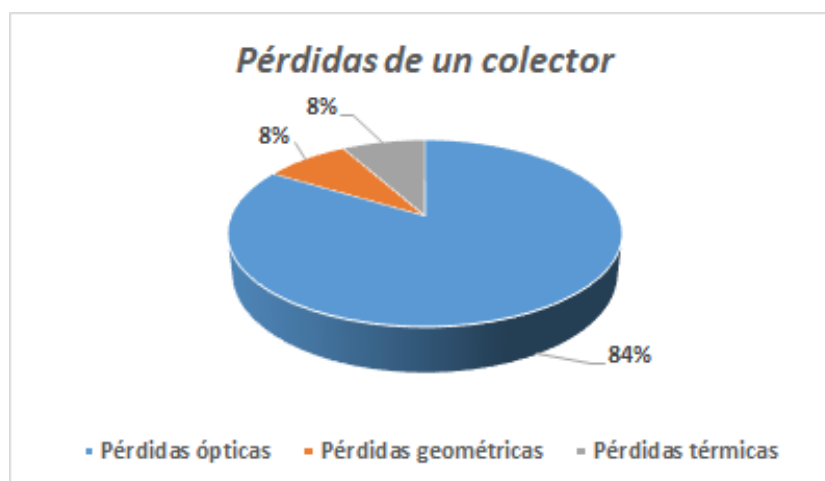


Figura 33: Distribución de las pérdidas

### • Potencias del colector

En la Tabla 9 se pueden observar las pérdidas que tiene un colector y por tanto, un lazo completo, junto a la potencia útil, que es la que absorbe finalmente el fluido, y la potencia que sería capaz de absorber un colector con una eficiencia del 100 %, denominada potencia solar.

Cuadro 9: Potencias referentes al colector y a un bucle

<i><b>Por el colector</b></i>	
Potencia solar (kWt)	654
Potencia útil (kWt)	435,18
Potencia perdida (kWt)	218,82
<i><b>Por el bucle</b></i>	
Potencia solar (MWt)	2,616
Potencia útil (MWt)	1,74
Potencia perdida (kWt)	875,28

En la figura anterior se puede observar el porcentaje de cada uno de los fenómenos que lleva a que existan pérdidas en el colector, siendo, como ya se ha comentado, las pérdidas ópticas las pérdidas más importantes.

### • Gasto másico de Therminol VP-1

A continuación se calculará el gasto másico para comprobar que tiene un valor adecuado ya que, en el caso de ser demasiado grande podría desgastar de manera progresiva, en cambio, si es demasiado pequeño se acumularían muchas pérdidas de carga. Este se va calcular de una manera sencilla, con la

potencia útil que debe absorber dicho fluido.

$$\dot{m}_{TV P1} = \frac{Q_{util\_bucle}}{C_{p\_TV P1} \cdot \Delta T} = 7,18 kg/s \quad (39)$$

donde  $Q_{util\_bucle}$  es el calor útil que absorbe el termofluido en un bucle, cuyo valor se aporta en Tabla 9,  $C_{p\_TV P1}$  es calor específico del Therminol VP-1 a una la temperatura media entre la entrada y la salida (en torno a los 340°C) cuyos datos se encuentran en el *Anexo C*, y  $\Delta T$  es el incremento de temperatura (100°C) entre la entrada al bucle y la salida.

El valor del flujo másico es normal y coherente con el resto de los resultados, y admisible para el sistema de tuberías.

- **Coefficiente de convección**

El coeficiente de convección para las condiciones dadas (convección forzada sobre un cilindro) representa un valor importante de cara al cálculo del múltiplo solar, ya que cuanto mayor sea la velocidad a la que circula el viento, mayores serán las pérdidas térmicas que se tengan, lo que hará disminuir el múltiplo solar.

Sin embargo, al aumentar la velocidad del viento disminuye la temperatura de la cubierta de vidrio, lo que hace que las pérdidas aumente pero no de una forma excesiva.

$$h = \frac{(C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}) \cdot k}{D_{ext\_vid}} = 24,75 W/m^2K$$

Se recuerda que los resultados acerca del coeficiente de convección son con una velocidad del viento de 5m/s, lo que corresponde a 18km/h, es el siguiente.

## 6.3 Múltiplo solar y optimización

- **Múltiplo solar**

Una vez se han obtenido los datos referentes a la potencia que es requerida por el bloque de potencia y la potencia que es capaz de otorgar cada lazo, compuesto por 4 colectores cilindro-parabólicos, se puede calcular de una forma sencilla el múltiplo solar de los distintos tamaños de campo solar para obtener posteriormente el que tiene menores costes en cuanto a producción de energía eléctrica.

Nótese que para que el tamaño de un campo solar sea válido ha de satisfacer la demanda energética en el punto de diseño. Por esta razón se han descartado los tamaños inferiores a los 80 bucles.

Cuadro 10: Diferentes tamaños de los campos solares junto a su múltiplo solar

<i>Número de bucles y múltiplo solar</i>	
80	1,038
90	1,167
100	1,297
110	1,427
120	1,556

- **Análisis económico y LCOE**

Dados los diferentes tamaños de campos solares, se va a proceder a presentar los costes de cada tamaño que son necesarios para el coste normalizado de la electricidad (LCOE), y así poder determinar qué tamaño de campo es el que produce energía eléctrica a menor coste.

Cuadro 11: Potencias referentes al colector y a un bucle

<i>Costes fijos</i>	
<i>Costes de inversión</i>	
Coste de equipos (mill. de euros)	35,89
<i>Costes de variables según el tamaño</i>	
Múltiplo solar y coste en mill. de euros	
1,038	85,24
1,167	96,05
1,297	106,86
1,427	117,67
1,556	128,48
<i>Costes totales (mill. de euros)</i>	
<i>Costes de operación y mantenimiento</i>	
	1,94
<i>Coste de inversión</i>	
Múltiplo solar y coste en mill. de euros	
1,038	145,36
1,167	158,33
1,297	171,30
1,427	184,27
1,556	197,25

Tanto en los costes de inversión finales como en los de operación y mantenimiento ya han sido incluidos el factor de cargas por construcción, ingeniería y contingencias, y los costes adicionales de equipamiento anuales respectivamente.

En la Tabla 11, se encuentran desglosados los costes de inversión y de operación y mantenimiento. Los costes de terreno referentes a los costes de

inversión se han calculado con la siguiente estimación de la superficie:

$$A_{total} = (w + d_{sep} \cdot (\frac{N_{bucles}}{2} - 1)) \cdot (L_{colec} \cdot 4) + A_{bloque-p} \quad (40)$$

donde el primer término equivale al largo del campo solar por el producto del ancho, donde  $d_{sep}$  es la distancia de separación entre colectores y  $N_{bucles}$  es el número de bucles; por otro lado, el segundo término,  $A_{bloque-p}$ , es el área del bloque de potencia, que comprenderá el ancho del campo solar por el ancho del propio bloque. El resultado de las distintas superficies se encuentra en la tabla que aparece a continuación, en cuyos datos se encuentra incluida el área del bloque de potencia.

Cuadro 12: Área total de los diferentes tamaños de campo solar

<i>Número de bucles y superficie ocupada en hectáreas</i>	
80	50,98
90	56,18
100	61,38
110	66,57
120	71,77

Como se puede observar, los costes de inversión de una central termosolar son altos en comparación a otras formas de obtención de energía, no obstante, la mayoría de estas tecnologías limpias cuentan con primas del Estado de cara a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y a unos objetivos futuros mencionados anteriormente.

Una vez obtenidos los costes y teniendo en cuenta los datos referentes a la energía anual media que producen los distintos tamaños de campo solar de la Tabla 6, y con la Ecuación 29, se obtiene el LCOE correspondiente a cada posible tamaño de central solar. También se refleja en la Figura 35.

Cuadro 13: Precio normalizado de la electricidad para cada tamaño de central solar

<i>Múltiplo solar y su respectivo LCOE en cent. de euros/kWhe</i>	
1,038	15,24
1,167	15,2
1,297	15,49
1,427	15,93
1,556	16,47

Una vez obtenido el mínimo precio normalizado de la electricidad, este sigue una función creciente lo que indica que para una planta termosolar sobredimensionada el coste de producción es más alto.

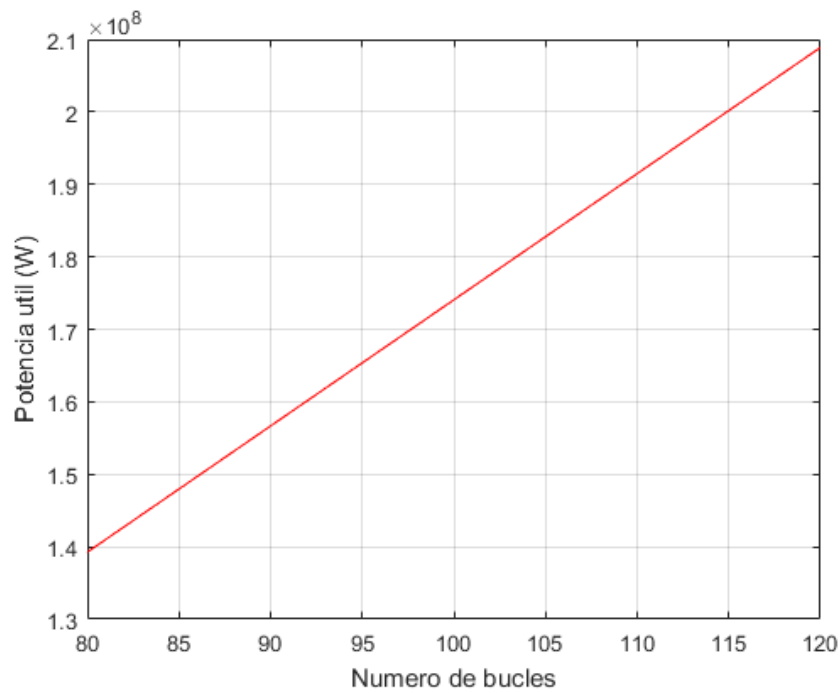


Figura 34: Potencia útil de cada tamaño de central solar

Nótese que el precio normalizado de la electricidad es más caro que el que se conseguiría con una central de ciclo de potencia cuyo combustible fuera fósil. Por otra parte, las centrales termosolares inferiores a una potencia de 50MWe cuentan con primas que reducirían este precio normalizado.

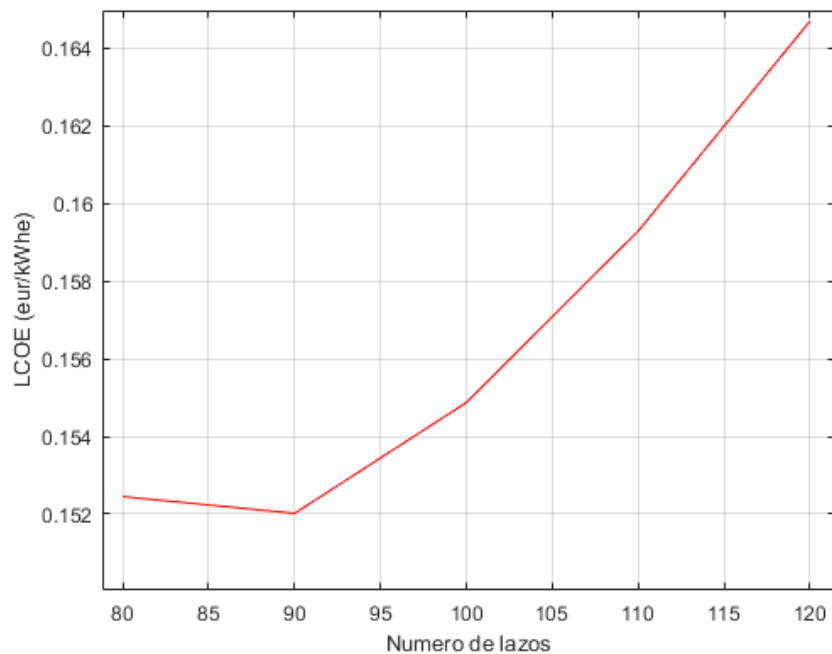


Figura 35: Precio normalizado de la electricidad para cada múltiplo solar

- Variación de los parámetros

A continuación, para analizar y comprender el cambio que se produciría en el múltiplo solar y en el coste normalizado de la electricidad con otras condiciones de contorno, se va a proceder a variar tres de los parámetros más importantes del cálculo anterior, como lo son, la radiación normal directa, *DNI*, el ángulo de incidencia,  $\theta$  y los costes totales de la instalación.

- Variación de la radiación normal directa, *DNI*

En la Figura 36 se muestra la variación de la potencia útil que se obtendría con los distintos tamaños de campo solar con diferentes valores de radiación solar mientras que los demás parámetros son constantes.

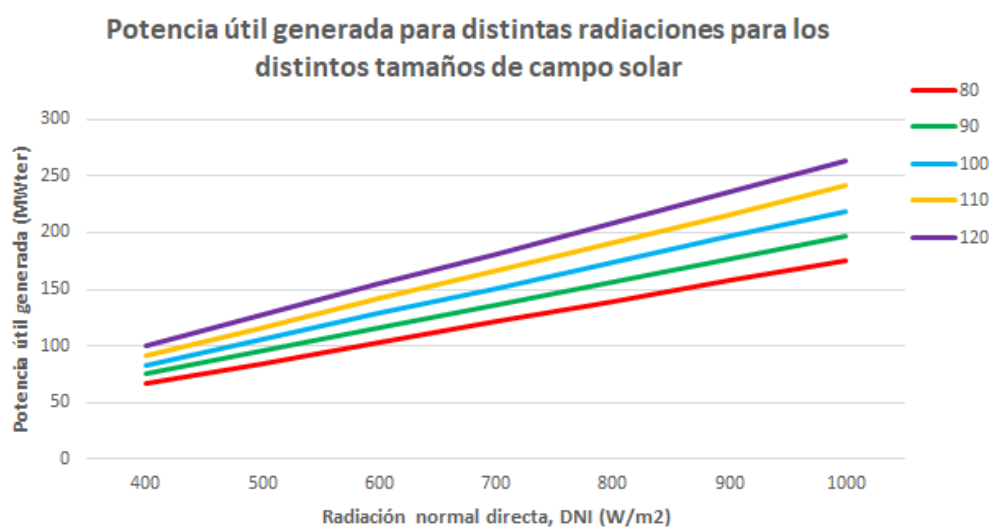


Figura 36: Potencia útil obtenida por los distintos tamaños de central solar para distintos valores de radiación solar directa

Como se observa, en lugares donde la radiación es inferior a los  $500\text{W}/\text{m}^2$ , sin tener en cuenta el ángulo de incidencia y otras condiciones de contorno, la potencia útil que se obtendría sería inferior a los  $150\text{MW}$  térmicos. Por lo que, a la hora de implantar estas tecnologías es imprescindible tener, como se ha mencionado anteriormente, buenos datos de radiación.

- Variación del ángulo de incidencia

En la siguiente figura se puede observar, manteniendo los demás parámetros constantes, cómo varía la potencia útil al variar el ángulo de incidencia.

Como se puede observar, para un rango entre  $0$  y  $15$  grados la potencia se mantiene casi constante. Es a partir de  $30$  grados cuando la potencia comienza a disminuir notablemente.

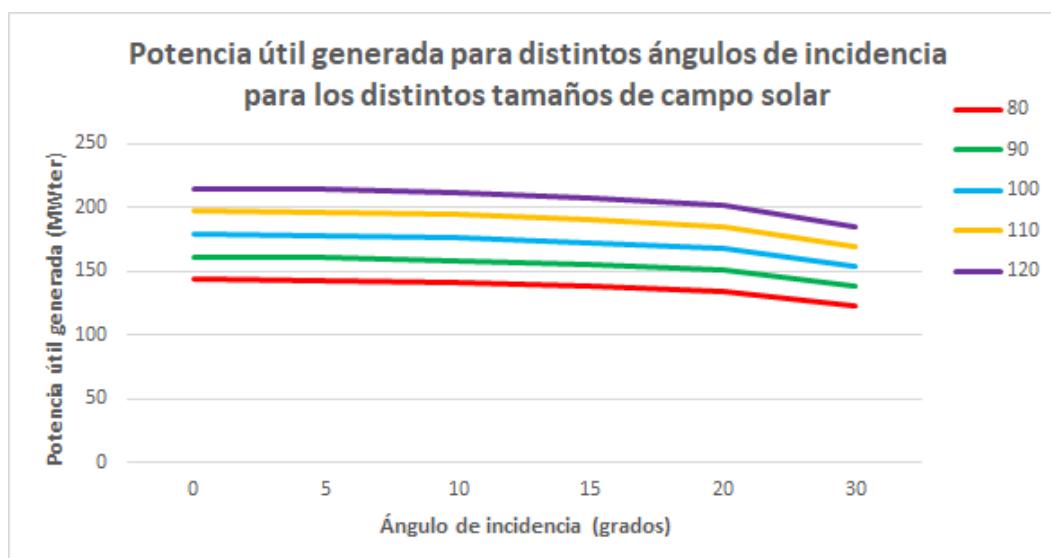


Figura 37: Potencia útil obtenida por los distintos tamaños de central solar para distintos valores de ángulo de incidencia

#### - Variación de los costes

Como es de esperar, los costes de inversión han de disminuir con el transcurso del tiempo. Es por ello que en la siguiente gráfica se puede apreciar la variación del coste normalizado de la electricidad según el tamaño del campo solar y de un porcentaje de disminución de los costes de inversión desde un 5 % hasta un 30 %, teniendo en este último, un coste normalizado de la electricidad aceptable.

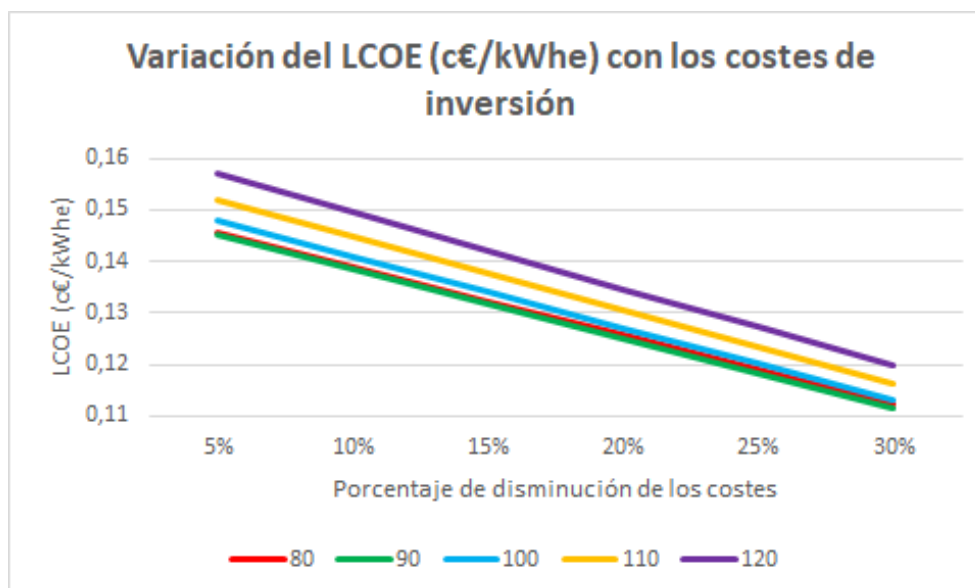


Figura 38: Disminución del LCOE con la disminución de los costes de inversión

## 6.4 Conclusiones

En el presente trabajo se ha optimizado el múltiplo solar respecto del coste normalizado de la energía eléctrica, proporcionando así valores que, aunque altos para este parámetro, son reales. Para ello, se aporta un código MATLAB, que, según las condiciones de contorno, entre ellas la irradiación solar y ángulo de incidencia, proporciona el valor de dicho múltiplo solar para cada tamaño de central solar. Por otro lado, también se aporta la simulación de un ciclo de potencia Rankine, que sería el encargado de transformar la energía térmica recogida por el campo termosolar en electricidad.

Como se ha podido observar, las pérdidas ópticas en estas instalaciones es el factor más influyente de cara a la potencia que se podría alcanzar. Es por tanto necesario mantener las líneas de investigación para la mejora de estos dispositivos ópticos, así como la creación de nuevas tecnologías que puedan aumentar el rendimiento óptico de estas instalaciones.

Por su parte, las pérdidas térmicas, aunque influyen en el cálculo del múltiplo solar, no son lo suficientemente grandes para implicar un aumento sustantivo de las pérdidas según aumenta el tamaño del campo solar. Como se ha mencionado, se debe a que las pérdidas que sufre el sistema de tubos son debidas a la radiación y convección entre el tubo de vidrio y el ambiente que dependen de la temperatura de dicho tubo. Esta temperatura, de la manera en la que se ha calculado, no es tan grande como para provocar grandes pérdidas térmicas debido fundamentalmente a la emisividad del tubo de vidrio que recubre el absorbedor.

En cuanto a la hibridación total del ciclo de potencia, es necesaria la existencia, por si se precisa en un momento de emergencia, una caldera auxiliar ya que el almacenamiento térmico no es indefinido. No obstante, las opciones de dicho almacenamiento desarrolladas, y que están siendo desarrolladas, hacen que la disponibilidad de la planta aumente.

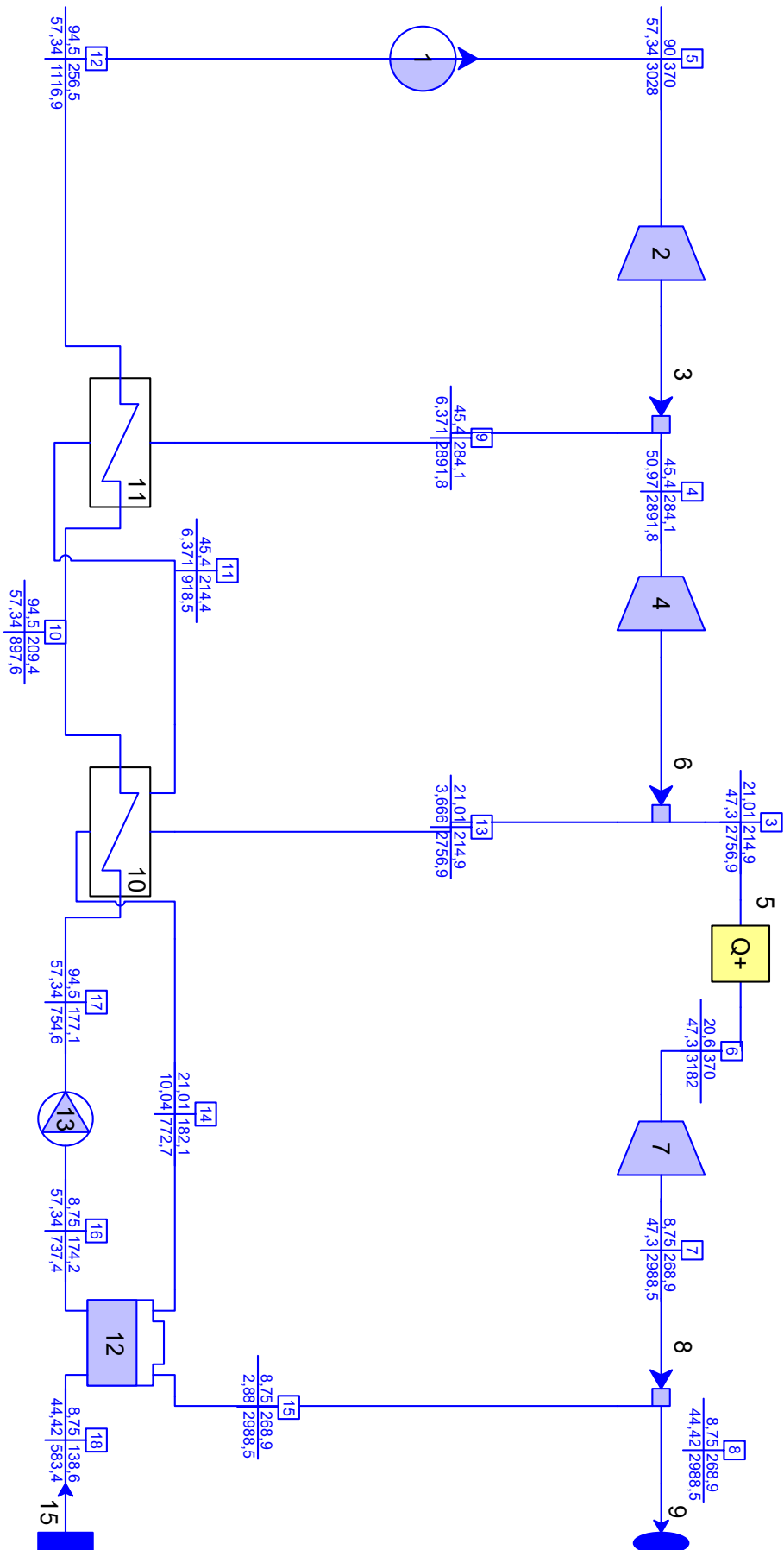
Por último, de cara al precio normalizado de la electricidad, el coste que se obtendría con una central que trabaja con combustibles fósiles es mucho menor de lo que costaría con la tecnología solar. Este hecho se debe principalmente a los elevados costes de inversión que se han de realizar para la construcción del campo solar y del terreno que abarca. Es preciso recordar que este tipo de tecnologías son rentables a partir de cierto tiempo cuando se ha generado grandes cantidades de energía. Es por esta razón que el Estado otorgaba primas económicas, y se espera que regresen, a este tipo de tecnologías para promover la creación de energía hacia un modelo limpio y sostenible.

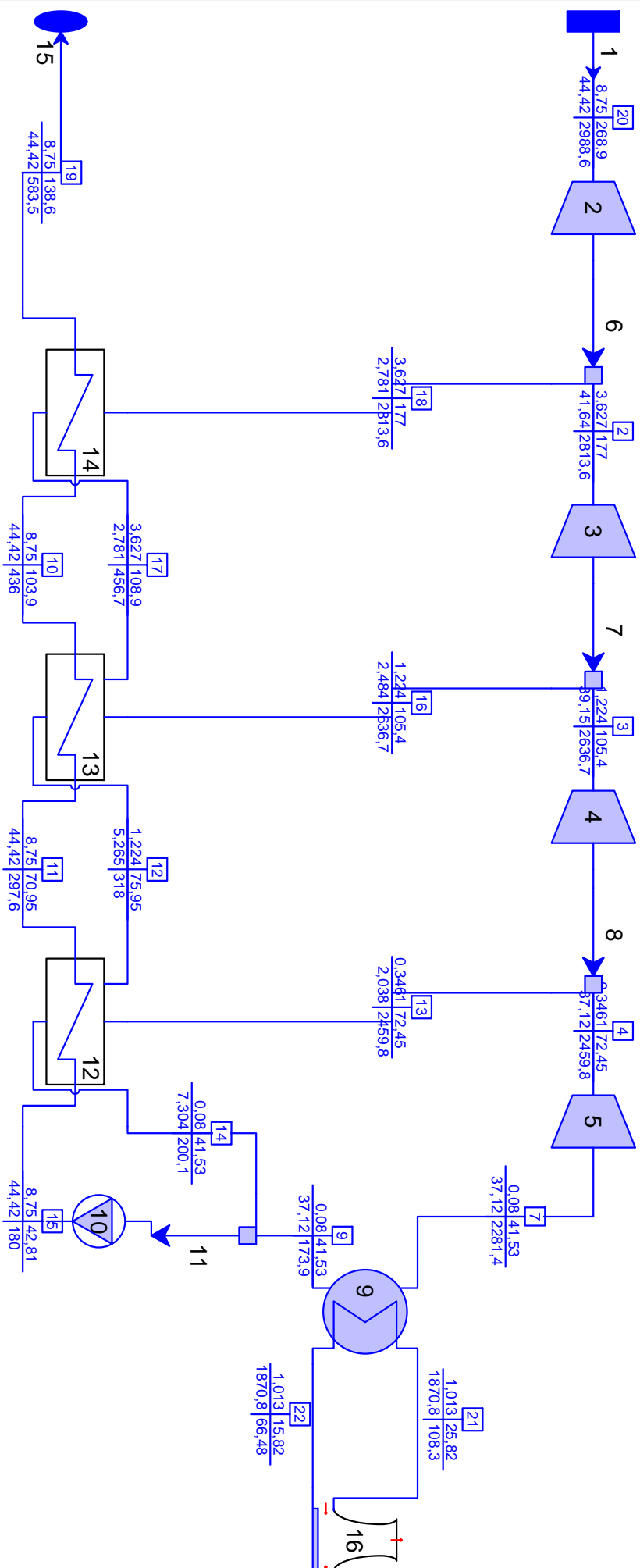
Cabe destacar también que el desarrollo de estas tecnologías conllevará un abaratamiento de los costes de inversión junto a una mejor eficiencia de los mismos, lo que conllevará a que el LCOE disminuya. Este hecho sumado al incremento que se prevé en el precio de los combustibles fósiles, hará que el precio a la larga entre ambos tipos de producción de energía se iguale.



# A Esquemas y resultados del ciclo Rankine (ThermoFlex)

## A.1 Esquema del circuito de alta presión





## A.2 Esquema del circuito de baja presión

## A.3 Report del circuito de alta presión

### Reports - System Summary

SYSTEM SUMMARY							
Steam Property Formulation - IFC-67							
Ambient pressure = 1,013 bar    Temperature = 15 C    RH = 60 %							
Program revision date: May 9, 2013							
	Unit		LHV			HHV	
Net fuel input	[kW]		131924			131924	
Gross heat rate	[kJ/kWh]		20336				
Net heat rate	[kJ/kWh]		21299			21299	
Gross electric efficiency	[%]		17,7				
Net electric efficiency	[%]		16,9			16,9	
CHP efficiency	[%]		16,9				
PURPA efficiency	[%]		16,9				
Gross power	[kW]		23354				
Net power	[kW]		22298				
Total auxiliaries	[kW]		1055,9				
Net process heat outp	[kW]		0				
POWER DEVICE(S)							
Generator	Component	Shaft No.	Component/Shaft [kW]	Eff [%]	Multiplier	Gen [kW]	Accounted [kW]
	Steam Turbine[2]		7663,5				
	Steam Turbine[4]		6741,2				
	Steam Turbine[7]		8949,5				
Generator[1]		1	23354,2	100	1	23354,2	23354,2
Total Generator(s)						23354,2	23354,2
AUXILIARY DEVICE(S)							
Component	Motor	Shaft No.	Component/Shaft [kW]	Eff [%]	Multiplier	Aux [kW]	Accounted [kW]
Package Boiler[1]: fan			0		1	0	0
Water Pump[13]	Motor[1]	2	1019	96,5	1	1055,9	1055,9
Total components auxiliary						1055,9	1055,9
Total miscellaneous							0
Total plant auxiliary							1055,9
HEAT DEVICE(S)							
Component	[kW]		Multiplier			Energy Accounting	Linked Object
Heat Adder[5]	20091,7		1			Chargeable as Heat Input	
Package Boiler[1]	111831,8		1			Chargeable as Fuel(LHV)	
Water/Steam Source[1]	25917		1			Ignored	
Water/Steam Sink[9]	132761,5		1			Ignored	
STREAMS							
Fluid Type						Number	
Water/Steam						18	
Total Streams						18	
COMPONENTS							
Total Components						14	
Component						Calculation Mode	
Deaerator							
Deaerator[12]						Thermodynamic Design	
Feedwater Heater - 2 Units							

## A.3 Report del circuito de alta presión

### Reports - System Summary

Feedwater Heater[10]	Thermodynamic Design
Feedwater Heater[11]	Thermodynamic Design
<b>Heat Adder</b>	
Heat Adder[5]	None
<b>Package Boiler</b>	
Package Boiler[1]	Thermodynamic Design
<b>Splitter - 3 Units</b>	
Splitter[3]	None
Splitter[6]	None
Splitter[8]	None
<b>Steam Turbine - 3 Units</b>	
Steam Turbine[2]	Thermodynamic Design
Steam Turbine[4]	Thermodynamic Design
Steam Turbine[7]	Thermodynamic Design
<b>Water Pump</b>	
Water Pump[13]	Thermodynamic Design
<b>Water/Steam Sink</b>	
Water/Steam Sink[9]	None
<b>Water/Steam Source</b>	
Water/Steam Source[15]	None

## A.4 Report del circuito de baja presión

### Reports - System Summary

SYSTEM SUMMARY							
Steam Property Formulation - IFC-67							
Ambient pressure = 1,013 bar    Temperature = 15 C    RH = 60 %							
Program revision date: May 9, 2013							
	Unit		LHV			HHV	
Net fuel input	[kW]		0			0	
Gross heat rate	[kJ/kWh]		0				
Net heat rate	[kJ/kWh]		0			0	
Gross electric efficiency	[%]		0				
Net electric efficiency	[%]		0			0	
CHP efficiency	[%]		0				
PURPA efficiency	[%]		0				
Gross power	[kW]		28116				
Net power	[kW]		27695				
Total auxiliaries	[kW]		421,1				
Net process heat output	[kW]		0				
POWER DEVICE(S)							
Generator	Component	Shaft No.	Component/Shaft [kW]	Eff [%]	Multiplier	Gen [kW]	Accounted [kW]
	Steam Turbine[2]		7620,5				
	Steam Turbine[3]		7215,7				
	Steam Turbine[4]		6790,5				
	Steam Turbine[5]		6489,5				
Generator[1]		1	28116,3	100	1	28116,3	28116,3
Total Generator(s)						28116,3	28116,3
AUXILIARY DEVICE(S)							
Component	Motor	Shaft No.	Component/Shaft [kW]	Eff [%]	Multiplier	Aux [kW]	Accounted [kW]
Cooling Towers(various)[1]			167,8		1	167,8	167,8
Water Pump[10]	Motor[1]	2	80,7	94,4	1	85,5	85,5
Water-cooled Condenser[5]			167,9		1	167,9	167,9
Total components auxiliary						421,1	421,1
Total miscellaneous auxiliary							0
Total plant auxiliary							421,1
HEAT DEVICE(S)							
Component	[kW]		Multiplier		Energy Accounting		Linked Object
Water/Steam Source[1]	132756,3		1		Ignored		
Water/Steam Sink[15]	25921		1		Ignored		
STREAMS							
Fluid Type						Number	
Water/Steam						22	
Total Streams						22	
COMPONENTS							
Total Components						16	
Component						Calculation Mode	
Cooling Towers(various)							
Cooling Towers(various)[16]						Thermodynamic Design	
Feedwater Heater - 3 Units							

## A.4 Report del circuito de baja presión

### Reports - System Summary

Feedwater Heater[12]	Thermodynamic Design
Feedwater Heater[13]	Thermodynamic Design
Feedwater Heater[14]	Thermodynamic Design
<b>Mixer</b>	
Mixer[11]	None
<b>Splitter - 3 Units</b>	
Splitter[6]	None
Splitter[7]	None
Splitter[8]	None
<b>Steam Turbine - 4 Units</b>	
Steam Turbine[2]	Thermodynamic Design
Steam Turbine[3]	Thermodynamic Design
Steam Turbine[4]	Thermodynamic Design
Steam Turbine[5]	Thermodynamic Design
<b>Water Pump</b>	
Water Pump[10]	Thermodynamic Design
<b>Water-cooled Condenser</b>	
Water-cooled Condenser[9]	Thermodynamic Design
<b>Water/Steam Sink</b>	
Water/Steam Sink[15]	None
<b>Water/Steam Source</b>	
Water/Steam Source[1]	None

## B Código de MATLAB

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 %OPTIMIZACION DEL MULTIPLO SOLAR EN CENTRALES DE CICLOS
3 %DE VAPOR HIBRIDADAS CON COLECTORES CILINDRO PARABOLICOS
4 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
5
6 %%%% ALUMNO: SERGIO BAO MORALES
7 %%%% NIA: 100315832
8 %%%% TUTOR: SERGIO SANCHEZ DELGADO
9
10 %%%% Limpieza de variables anteriores al codigo
11 clc
12 clear
13
14 %%%% Constantes generales y cambios de unidades
15
16 %%%% Constante de Stefan Boltzmann
17 CteSB = 5.67*10^-8; % (W/K4*m2)
18
19 %%%% Numero pi
20 pi = 3.14159265359;
21
22 %%%% Conversor de grados a radianes
23 g_rad = 2*pi/360; % (deg -> rad)
24
25
26 %%%% Fecha, hora y posicion para el punto de diseno
27 %%%% en el cual se va a dar la optimizacion
28
29 %%%% Fecha: 21 de junio (Solsticio de verano)
30 %%%% Hora solar: 12:00
31 %%%% Posicion de la central solar y datos
    correspondientes a esta
32
33
34 %%%% Datos referentes a la posicion de la central solar
35 %%%% Plataforma solar de Almeria
36
37 %%%% Latitud: 37 deg 5' 27.8"
38 %%%% Longitud: 2 deg 21' 19"
39 %%%% Angulos calculados
40 %%%% - Angulo cenital: 13deg 51' 18"
41 %%%% - Angulo acimutal: -10deg 42' 46.8"
42 %%%% - Angulo de incidencia (Orientacion Norte-Sur): 13
    deg 39' 14.4"

```

```
43 a_inc = 13.48733333; % (deg) Angulo de incidencia
44
45 %%% Modificador del angulo de incidencia
46 K_inc = cosd(a_inc) - (2.859621*10^-5)*((a_inc*g_rad)^2)
    -(5.25097*10^-4)*(a_inc*g_rad);
47
48 %%% Radiacion normal directa (Direct Normal Irradiation
    )
49 DNI = 800; % (W/m2)
50
51 %%% Temperatura del ambiente
52 Tamb = 25 + 273; % (K)
53
54 %%% Velocidad del viento
55 v_viento = 5; % (m/s)
56
57
58 %%% Caracteristicas del colector solar, tubo absorbedor
    y de vidrio
59 %%% Area de apertura eficaz de 1 colector
60 A_a = 817.5; % (m2)
61
62 %%% Longitud del colector cilindro parabolico y tubo
63 l_colec = 148.5; % (m)
64
65 %%% Apertura
66 w = 5.77; % (m)
67
68 %%% Separacion entre colectores
69 l_sep = 17.5; % (m)
70
71 %%% Temperatura media del tubo absorbedor/fluido
72 Tabs = 343 + 273; % (K)
73
74 %%% Diametro externo del tubo absorbedor
75 D_ext_tubo = 70*10^-3; % (m)
76
77 %%% Emisividad del tubo absorbedor
78 Emisiv_tubo = 0.04795 + 0.0002331*(Tabs-273);
79
80 %%% Diametro interior del tubo de vidrio
81 D_int_vid = 109*10^-3; % (m)
82
83 %%% Diametro externo del tubo de vidrio
84 D_ext_vid = 115*10^-3; % (m)
85
86 %%% Emisividad del tubo de vidrio
```



```
87 Emisiv_vid = 0.095;
88
89 %%%% Factor de limpieza del colector
90 Flimp = 0.95;
91
92 %%%% El rendimiento optico pico quedara definido por:
93 %%%% - La reflectividad de los espejos (0.92)
94 %%%% - La transmisividad del vidrio (0.945)
95 %%%% - La absortividad del vidrio (0.94)
96 %%%% - Factor de interceptacion (0.92)
97 %%%% Con el producto de estas propiedades, para un
    angulo de incidencia
98 %%%% nulo, se obtiene el siguiente rendimiento optico
    pico
99 %%%% Rendimiento optico (pico)
100 rend_opt = 0.75;
101
102
103
104 %%%% Calculo de la temperatura del vidrio
105
106 %%%% Temperatura del vidrio (supuesta en primera
    instancia)
107 Tvid = 38.1437 + 273; % (K)
108
109 %%%% Datos del aire a diferentes temperaturas
110
111 %%%% Densidad (m3/kg)
112 %%%% Viscosidad (N*s/m2)
113 %%%% Conductividad (W/m*K)
114 %%%% Numero de Prandtl
115 %%%% (respectivamente):
116
117 if (100 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 150)
118 ro = 2.3364;
119 nu = 103.4*10^-7;
120 k = 13.8*10^-3;
121 Pr = 0.758;
122 end
123
124 if (150 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 200)
125 ro = 1.7458;
126 nu = 132.5*10^-7;
127 k = 18.1*10^-3;
128 Pr = 0.737;
129 end
130
```

```
131 if (200 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 250)
132 ro = 1.3947;
133 nu = 159.6*10^-7;
134 k = 22.3*10^-3;
135 Pr = 0.72;
136 end
137
138 if (250 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 300)
139 ro = 1.1614;
140 nu = 184.6*10^-7;
141 k = 26.3*10^-3;
142 Pr = 0.707;
143 end
144
145 if ( 300 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 350)
146 ro = 0.995;
147 nu = 208.2*10^-7;
148 k = 30*10^-3;
149 Pr = 0.7;
150 end
151
152 if( 350 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 400)
153 ro = 0.8711;
154 nu = 230.1*10^-7;
155 k = 33.8*10^-3;
156 Pr =0.69;
157 end
158
159 if (400 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 450)
160 ro = 0.774;
161 nu = 250.7*10^-7;
162 k = 37.3*10^-3;
163 Pr = 0.686;
164 end
165
166 if (450 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 500)
167 ro = 0.6964;
168 nu = 270.1*10^-7;
169 k = 40.7*10^-3;
170 Pr = 0.684;
171 end
172
173 if (500 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 550)
174 ro = 0.6329;
175 nu = 288.4*10^-7;
176 k = 43.9*10^-3;
177 Pr = 0.683;
```

```
178 end
179
180 if (550 < ((Tvid+Tamb)/2) && ((Tvid+Tamb)/2) <= 600)
181 ro = 0.5804;
182 nu = 305.8*10^-7;
183 k = 46.9*10^-3;
184 Pr = 0.685;
185 end
186
187 %%% Correlacion de Hilpert: cilindro en flujo cruzado
188 %%% Numero de Reynolds
189 Re = ((ro*v_viento*D_ext_vid)/nu);
190
191
192 if (0.4 < Re && Re <= 4)
193 C = 0.989;
194 m = 0.33;
195 end
196
197
198 if (4 < Re && Re <= 40)
199 C = 0.911;
200 m = 0.385;
201 end
202
203
204 if (40 < Re && Re <= 4000)
205 C = 0.683;
206 m = 0.466;
207 end
208
209
210 if (4000 < Re && Re <= 40000)
211 C = 0.193;
212 m = 0.618;
213 end
214
215
216 if (40000 < Re && Re <= 400000)
217 C = 0.027;
218 m = 0.805;
219 end
220
221 %%% Numero de Nusselt
222 Nu = C*(Re^m)*Pr^(1/3);
223
224
```

```

225 %%%% Coeficiente de conveccion
226 h = Nu*(k/D_ext_vid); % (W/m2*K)
227
228
229 %%%% Ecuacion a resolver por iteracion
230 Term1 = ((CteSB*pi*D_ext_tubo*l_colec)/((1/Emisiv_tubo)
      +((1-Emisiv_vid)/Emisiv_vid)*(D_ext_tubo/D_int_vid)))
      ;
231
232 Term2 = h*pi*D_ext_vid*l_colec;
233
234 Term3 = CteSB*Emisiv_vid*pi*D_ext_vid*l_colec;
235
236 Term4 = Term1*(Tabs^4) + Term2*Tamb + Term3*(Tamb^4);
237
238
239 x = [ Term1+Term3 0 0 Term2 -Term4];
240 y = roots(x);
241
242 %%%% Temperatura del vidrio
243 Tvidrio = y(end); % (K)
244
245
246
247 %%%% Calculo del multiplo solar %%%%
248 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
249
250 %%%% Potencia del bloque de potencia (Ciclo Rankine)
251 q_bloque = 134.2058*10^6; % (W)
252
253 %%%% Potencia solar de 1 colector
254 q_sol = DNI*A_a; % (W)
255
256 %%%% Potencia calorifica que genera cada colector
257 q_abs_colec = q_sol*rend_opt*K_inc*Flimp; % (W)
258
259 %%%% Perdidas geometricas por colector
260 q_perd_colec_g = (1-K_inc)*q_sol; % (W)
261
262 %%%% Perdidas opticas por colector
263 q_perd_colec_o = (1-(rend_opt*Flimp))*(q_sol-
      q_perd_colec_g); % (W)
264
265 %%%% Potencia termica perdida por cada colector
266 q_perd_colec_t = Term1*((Tabs^4)-(Tvidrio^4)); % (W)
267
268 %%%% Potencia util de cada colector

```

```

269 q_util_colec = q_abs_colec - q_perd_colec_t; % (W)
270
271 %%% Numero de colectores por cada lazo
272 n_loop_colec = 4;
273
274 %%% Potencia util por cada lazo
275 q_util_loop = n_loop_colec * q_util_colec; % (W)
276
277 %%% Potencia termica perdida por cada lazo
278 q_perd_lazo_t = n_loop_colec * q_perd_colec_t; % (W)
279
280 %%% Numero de lazos para las distintas configuraciones
281 n_loops = [80; 90; 100; 110; 120];
282
283 %%% Potencia util total transmitida al termofluido
284 q_util = q_util_loop*n_loops; % (W)
285
286 %%% Rendimiento termico
287 rend_term = (q_abs_colec - q_perd_colec_t)/q_abs_colec;
288
289 %%% Multiplo solar
290 MS = q_util/q_bloque;
291
292
293 %%% Calculo del LCOE %%%
294 %%%
295
296 %%% Energia anual neta media producida de entre 1996 y
    2000
297 E_anual_media = (10^6)*[106.924; 115.658; 121.802;
    126.47; 130.1;]; % (kW)
298
299
300
301 %%% Caracteristicas de la instalacion
302
303 %%% Dimensiones del terreno del campo solar
304 largo = (w+((n_loops/2)-1)*l_sep); % (m)
305 ancho = l_colec*4; % (m)
306
307 %%% Area del campo solar
308 A_loops = largo * ancho; % (m2)
309
310 %%% Area que ocupa el bloque de potencia
311 A_pb = 170*ancho; % (m2)
312

```

```
313 %%%% Potencia neta util que proporciona el bloque (Ciclo
    de Rankine)
314 P_neta = 50*10^3; % (kW)
315
316
317 %%%% Costes de inversion
318 %%%% Coste del campo solar
319 c_solar = 206; %(eur/m2)
320
321 %%%% Coste del bloque de potencia
322 C_powerb = 700; % (eur/kWe)
323
324 %%%% Coste del precalentador
325 C_preh = 1.54; % (eur/kWe)
326
327 %%%% Coste del evaporador
328 C_evap = 10.45; %( eur/kWe)
329
330 %%%% Coste del calentador
331 C_sheat = 1.625; % (eur/kWe)
332
333 %%%% Coste del recalentador
334 C_reheat = 4.21; % (eur/kWe)
335
336 %%%% Coste del terreno
337 c_terreno = 2; % (eur/m2)
338
339 %%%% Cargas por construccion, ingenieria y contingencias
    (20%)
340 F_cargas = 1.2;
341
342 %%%% Factor anual
343 fcr = 0.0988;
344
345 %%%% Coste del campo solar
346 C_csolar = c_solar*A_loops; % (eur)
347
348 %%%% Coste de la maquinaria
349 C_equipos = (C_powerb+C_preh+C_evap+C_sheat+C_reheat)*
    P_neta; % eur
350
351 %%%% Coste del terreno
352 C_terreno = c_terreno*(A_loops+A_pb); % (eur)
353
354 %%%% Costes variables
355 C_var = C_csolar+C_terreno; % (eur)
356
```

```
357 %%%% Coste total de inversion
358 C_inv = F_cargas * (C_csolar+C_equipos+C_terreno); % (eur
    )
359
360 %%%% Area total
361 A_total = (A_loops+A_pb)*10^-4; % (hectareas)
362
363 %%%% Costes de operacion y mantenimiento
364 %%%% Salario por empleado anual
365 C_emp = 48000; % (eur)
366
367 %%%% Numero de personas encargadas de la planta
368 n_pplant = 30;
369
370 %%%% Numero de personas encargadas del mantenimiento del
    campo solar
371 n_cmant = 10;
372
373 %%%% Numero de empleados
374 n_emp = n_pplant + n_cmant;
375
376 %%%% Costes adicionales de equipamiento anuales (1%)
377 F_equip = 1.01;
378
379 %%%% Coste total de operacion y mantenimiento
380 C_oym = F_equip * (C_emp*n_emp); %( eur)
381
382
383 %%%% Coste total de la instalacion (considerado
    anualmente)
384 C_total_anual = fcr*C_inv+C_oym; % (eur)
385
386 %%%% Calculo del LCOE
387 LCOE = C_total_anual./E_anual_media; % (eur/kWhe)
388
389 %%%% Grafica LCOE vs. Numero de bucles del campo solar
390 plot(n_loops,LCOE, 'r')
391 xlabel('Numero de lazos')
392 ylabel('LCOE (eur/kWhe)')
393 grid on
394 set(gca, 'fontsize', 9)
395
396 %%%% Grafica MWe vs. numero de bucles
397 plot(n_loops,q_util, 'r')
398 xlabel('Numero de bucles')
399 ylabel('Potencia util (W)')
400 grid on
```

## C Propiedades del aire

**TABLA A.4** Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica<sup>a</sup>

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536



# D Propiedades del Therminol-VP1

## THERMINOL® VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

## Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

## Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

**Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.**

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

## Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

## Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition	Diphenyl oxide/diphenyl	
Appearance	Clear, sediment free liquid	
Max. bulk temperature	400°C	
Max. film temperature	430°C	
Kinematic viscosity @40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm <sup>2</sup> /s (cSt)
Density @15°C	DIN 51757	1068 kg/m <sup>3</sup>
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @1013 mbar	257°C	
Coefficient of thermal expansion	0.00097/°C	
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight	166	

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

# Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm²/s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

\* 1 bar = 100 kPa - \*\* 1 mm²/s = 1 cSt

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

## Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0,90797 * T(^{\circ}\text{C}) + 0,00078116 * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,367 * 10^{-6} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 1083,25$$

$$\text{Heat capacity ( kJ/kg.K )} = +0,002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5,9591 * 10^{-6} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,9879 * 10^{-8} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 4,4172 * 10^{-11} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 1,498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = -8,19477 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) - 1,92257 * 10^{-7} * T^2(^{\circ}\text{C}) + 2,5034 * 10^{-11} * T^3(^{\circ}\text{C}) - 7,2974 * 10^{-15} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 0,137743$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = e^{\left( \frac{544,149}{T(^{\circ}\text{C})+114,43} - 2,59578 \right)}$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = -0,190859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,35824 * 10^{-3} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 3,6106 * 10^{-5} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 1,08408 * 10^{-7} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 2,12329$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = -0,528933 * T(^{\circ}\text{C}) - 7,50103 * 10^{-5} * T^2(^{\circ}\text{C}) + 1,5622 * 10^{-6} * T^3(^{\circ}\text{C}) - 3,771 * 10^{-9} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 425,18$$

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature	Density	Thermal Conductivity	Heat Capacity	Enthalpy*	Dynamic Viskosity
°C	kg/m³	W/m.K	kJ/kg.K	kJ/kg	mPa.s
12	-	0,0081	0,975	419,0	0,0057
20	-	0,0085	1,003	427,0	0,0059
30	-	0,0090	1,037	437,2	0,0061
40	-	0,0095	1,070	447,7	0,0063
50	-	0,0100	1,104	458,6	0,0065
60	-	0,0105	1,137	469,7	0,0067
70	-	0,0110	1,170	481,3	0,0069
80	-	0,0116	1,203	493,2	0,0071
90	-	0,0121	1,235	505,4	0,0073
100	-	0,0126	1,267	517,9	0,0075
110	0,042	0,0132	1,299	530,7	0,0077
120	0,065	0,0137	1,331	543,9	0,0079
130	0,099	0,0143	1,362	557,2	0,0081
140	0,148	0,0149	1,393	571,0	0,0083
150	0,214	0,0154	1,424	585,0	0,0085
160	0,303	0,0160	1,454	599,4	0,0087
170	0,422	0,0166	1,484	613,9	0,0089
180	0,575	0,0171	1,514	628,8	0,0091
190	0,772	0,0177	1,543	644,0	0,0094
200	1,02	0,0183	1,572	659,5	0,0096
210	1,33	0,0189	1,601	675,1	0,0098
220	1,71	0,0195	1,629	691,0	0,0100
230	2,17	0,0201	1,657	707,1	0,0102
240	2,72	0,0207	1,685	723,5	0,0104
250	3,38	0,0213	1,712	740,1	0,0106
260	4,17	0,0220	1,739	756,8	0,0108
270	5,09	0,0226	1,766	773,8	0,0110
280	6,17	0,0232	1,792	791,0	0,0112
290	7,42	0,0238	1,819	808,4	0,0114
300	8,86	0,0245	1,845	825,8	0,0116
310	10,5	0,0251	1,871	843,4	0,0118
320	12,4	0,0258	1,897	861,1	0,0120
330	14,6	0,0264	1,923	879,0	0,0122
340	17,0	0,0271	1,948	896,9	0,0124
350	19,8	0,0277	1,974	915,0	0,0126
360	22,9	0,0284	2,001	933,1	0,0128
370	26,5	0,0291	2,027	951,2	0,0130
380	30,5	0,0298	2,054	969,5	0,0132
390	35,0	0,0304	2,082	987,6	0,0134
400	40,1	0,0311	2,111	1005,8	0,0136
410	45,8	0,0318	2,142	1024,0	0,0138
420	52,4	0,0325	2,175	1042,0	0,0140

\* the enthalpy basis is ideal gas at 12°C

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

Density (kg/m³) = - 0,0303917 \* T(°C) + 4,34615 \* 10<sup>-4</sup> \* T²(°C) - 2,41006 \* 10<sup>-6</sup> \* T³(°C) + 5,33458 \* 10<sup>-9</sup> \* T⁴(°C) + 0,553905

Heat Capacity ( kJ/kg.K ) = + 0,003703 \* T(°C) - 3,0274 \* 10<sup>-6</sup> \* T²(°C) + 2,9324 \* 10<sup>-9</sup> \* T³(°C) + 0,92709

Dynamic Viskosity (mPa.s) = + 2,0124 \* 10<sup>-5</sup> \* T(°C) + 3,4557 \* 10<sup>-9</sup> \* T²(°C) - 7,1288 \* 10<sup>-12</sup> \* T³(°C) + 0,005449

Thermal Conductivity (W/m.K) = + 4,84257 \* 10<sup>-5</sup> \* T(°C) + 2,9067 \* 10<sup>-8</sup> \* T²(°C) - 6,5306 \* 10<sup>-12</sup> \* T³(°C) + 0,0075110

## Referencias

1. M. Montes, A. Abánades, J. Martínez-Val, and M. Valdés, “Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors,” *Solar Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 2165–2176, 2009.
2. “Emisiones de co2,” <http://datos.bancomundial.org/>.
3. C. A. Romana, “08/01/2016 - 09/01/2016.” [Online]. Available: <http://farfalline.blogspot.com.es/2016/08/>
4. “Rebellion.” [Online]. Available: <http://www.rebellion.org/noticia.php?id=216535>
5. “Le dernier blog.” [Online]. Available: <http://hyperbate.fr/dernier/?p=28164>
6. “Historia de la energía solar térmica,” Feb 2015. [Online]. Available: <http://www.sitiosolar.com/historia-de-la-energia-solar-termica-2/>
7. “España, potencia termosolar única en el mundo.” [Online]. Available: <http://es.paperblog.com/espana-potencia-termsolar-unica-en-el-mundo-379371/>
8. “Energía solar fotovoltaica, ¿qué es?” <http://www.appa.es/09fotovoltaica/09que.es.php>.
9. P. A. Rodríguez Aumente, *Apuntes y transparencias de Instalaciones de Energía Renovables*. UC3M.
10. “Energía solar térmica de concentración, perspectiva mundial 2009,” [http://www.aperca.org/tempdf/concentracion\\_2009.pdf](http://www.aperca.org/tempdf/concentracion_2009.pdf).
11. “Puerto errado,” Sep 2017. [Online]. Available: [https://es.wikipedia.org/wiki/Puerto\\_Errado](https://es.wikipedia.org/wiki/Puerto_Errado)
12. G. Portillo, “California genera demasiada energía solar,” Jun 2017. [Online]. Available: <https://www.renovablesverdes.com/california-genera-demasiada-energia-solar/>
13. “The world’s biggest solar power plants.” [Online]. Available: <http://www.power-technology.com/features/feature-largest-solar-power-plants-in-the-world/feature-largest-solar-power-plants-in-the-world-4.html>
14. “Energía solar y desarrollo sostenible.” [Online]. Available: <http://www.solarsostenible.org/2016/la-comunidad-valenciana-toma-la-delantera-en-la-carrera-del-autoconsumo/>
15. “Nasa,” <https://data.giss.nasa.gov/gistemp/>.
16. *Apuntes de Ingeniería Térmica - Ciclos de Potencia, Ciclo Rankine*. UC3M.
17. “Rankine con recalentamiento.”
18. “Rankine con regeneracion.”
19. E. B. Rodríguez, “Hibridación termosolar en centrales convencionales de generación de electricidad (hitercon),” Jan 1970. [Online]. Available: <http://oa.upm.es/33049/>

20. Hindawi, "Performance simulation comparison for parabolic trough solar collectors in china," Feb 2016. [Online]. Available: <https://www.hindawi.com/journals/ijp/2016/9260943/#B27>
21. Er, "Panorama - china e india, dispuestas a tomar el relevo mundial de las renovables," <https://www.energias-renovables.com/panorama/china-e-india-dispuestas-a-tomar-ell-20161116>, journal=Energías Renovables, el periodismo de las energías limpias., Nov 2016.
22. "Historia de la energía solar," <http://www.energiasolar.mx/inventos/historia-energia-solar.html>.
23. "Historia de la energía solar," <https://solar-energia.net/historia>.
24. "Plan de energías renovables 2011-2020," <http://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/plan-de-energias-renovables-2011-2020>.
25. "Situación internacional," <http://www.protermosolar.com/>.
26. "Tipos de energía solar," <http://www.energiasrenovablesinfo.com/solar/tipos-energia-solar/>, Feb 2015.
27. "Energía solar fotovoltaica y su contribución — acciona," <https://www.accionacom.es/energias-renovables/energia-solar/fotovoltaica/>.
28. "Componentes energía fotovoltaica," <http://calculationsolar.com/es/componentes.php>.
29. "Energía solar térmica de baja temperatura," <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/baja-temperatura>.
30. "Energía solar de alta temperatura," <http://www.gstriatum.com/energiasolar/blog/2009/09/18/energia-solar-de-alta-temperatura/>.
31. "Portal coporativo de ohl - home," <http://www.ohlindustrial.com/proyectos/planta-termosolar-30-mw-puerto-errado-2-murcia/>.
32. Viaintermedia.com, "Termosolar - china será pronto el mercado más grande del mundo para la termosolar," <https://www.energias-renovables.com/termosolar/china-sera-pronto-el-mercado-mas-grande-20161013>, Oct 2016.
33. "Central solar de torre central," Jul 2017. [Online]. Available: [https://es.wikipedia.org/wiki/Central\\_solar\\_de\\_torre\\_central](https://es.wikipedia.org/wiki/Central_solar_de_torre_central)
34. *Sector Solar Termoeléctrico. Plan de Energías Renovables de España (2005-2010). Capítulo 3.4.*
35. "Universidad politécnica de madrid," [http://www.upm.es/UPM/SalaPrensa/Noticias?fmt=detail&prefmt=articulo&id=e70a00216dd2d410VgnVCM10000009c7648a\\_\\_\\_\\_\\_](http://www.upm.es/UPM/SalaPrensa/Noticias?fmt=detail&prefmt=articulo&id=e70a00216dd2d410VgnVCM10000009c7648a_____).
36. G. S. Miguel, "Colaboraciones en física: Hibridación solar con otras fuentes de energía. una solución sostenible para la generación eléctrica," Jan 2012. [Online]. Available: <http://e-spacio.uned.es/fez/view/bibliuned:revista100cias-2012-5ne-7180>
37. E. B. Rodríguez, "Hibridación termosolar en centrales convencionales de generación de electricidad (hitercon)," Jan 2014. [Online]. Available: <http://oa.upm.es/33049/>

38. Windfinder.com, “Wind and weather statistic almería aeropuerto.” [Online]. Available: <https://es.windfinder.com/windstatistics/almeria>
39. [Online]. Available: <https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/>
40. “Pv potential estimation utility.” [Online]. Available: <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php?lang=es&map=europe>
41. K. W. Böer, *Advances in Solar Energy. An Annual Review of Research and Development. Volume 16.* D. Yogi Goswami.
42. “Plataforma solar de almería.” [Online]. Available: <http://www.psa.es/es/index.php>
43. M. Geyer, E. Lüpfert, R. Osuna, A. Esteban, W. Schiel, A. Schweitzer, E. Zarza, P. Nava, J. Langenkamp, E. Mandelberg, and et al., “Eurotrough - parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation.” [Online]. Available: <https://www.semanticscholar.org/paper/EUROTROUGH-Parabolic-Trough-Collector-Developed-fo-Geyer-L%C3%BCpfert/05d9f0252f2ee5e11dce8443c0b0b3a4371765fc>
44. *SCHOTT PTR®70 Receiver - Properties.*
45. B. Kelly, *Nexant Parabolic Trough Solar Power Plant Systems Analysis. Task 1: Preferred Plant Size*, Julio 2006.
46. J. M. M. Val, *Almacenamiento térmico en plantas termosolares.*
47. F. P. Incropera and D. P. d. Witt, *Fundamentos de transferencia de Calor.* Prentice Hall, 2009.
48. *Apuntes de Transferencia de calor - Convección en flujo externo, 2.2 Cilindro en flujo cruzado. UC3M.*
49. H. Price, “A parabolic trough solar power plant simulation model,” Jan 2003. [Online]. Available: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1573708>
50. R. Pitz-Paal, J. Dersch, B. Milow, F. Téllez, A. Ferriere, U. Langnickel, A. Steinfeld, J. Karni, E. Zarza, O. Popel, and et al., “Development steps for parabolic trough solar power technologies with maximum impact on cost reduction,” Nov 2007. [Online]. Available: <https://solarenergyengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleID=1457949>
51. “Google maps.” [Online]. Available: <https://www.google.es/maps/>